

МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА ПРОДОВОЛЬСТВА  
УКРАЇНИ  
ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**О.С. МИРОНОВ, М.Р. БРИЖА, В.Б. БОЙКО,  
О.В. ЗОЛОТОВСЬКА**

# **ТЕПЛОТЕХНІКА**

**ОСНОВИ ТЕРМОДИНАМІКИ,  
ТЕОРІЯ ТЕПЛООБМІНУ,  
ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛА  
В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ**

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

*Схвалено Міністерством аграрної політики та продовольства України як навчальний посібник для студентів напрямку підготовки 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва», 6.051701 «Харчові технології та інженерія», 6.090102 «Технологія виробництва та переробки продукції тваринництва» у вищих навчальних закладах II-IV рівнів акредитації Міністерства аграрної політики та продовольства України*

Дніпропетровськ  
ТОВ «ЕНЕМ»  
2011

УДК 621.1.016.4  
ББК 31.3:40.72  
Т 34

*Гриф надано Міністерством аграрної політики та продовольства України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладах II-IV рівнів акредитації (лист від 14.01.2011 № 18-28-13/66)*

## ВСТУП

**Рецензенти:** доктор технічних наук, професор, декан енергетичного факультету Дніпродзержинського державного університету Павленко А.М., доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Промислової теплоенергетики» Національної металургійної Академії України Губинський М.В., кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри «Механізації виробничих процесів у тваринництві» Дніпропетровського державного аграрного університету Павленко С.І.

**Миронов О.С., Брижа М.Р., Бойко В.Б., Золотовська О.В.**

Т 34 Теплотехніка: основи термодинаміки, теорія теплообміну, використання тепла в сільському господарстві. – Дніпропетровськ: ТОВ «ЕНЕМ», 2011. – 424 с.

**ISBN 978-966-8911-27-9**

У навчальному посібнику розглянуто основи термодинаміки, теорію теплообміну та енергетичні проблеми використання тепла при виробництві і переробці сільськогосподарської продукції.

Матеріал підготовлений відповідно до програми дисципліни «Теплотехніка та використання тепла» і розрахований для студентів вищих аграрних закладів освіти напрямку 6100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва», а також може бути використаний у навчальному процесі для студентів спеціальностей 6.051701 «Харчові технології та інженерія», 6.090102 «Технологія виробництва та переробки продукції тваринництва» і широкого кола фахівців, аспірантів, викладачів даної галузі.

© Миронов О.С., Брижа М.Р.,  
Бойко В.Б., Золотовська О.В., 2011  
© ТОВ «ЕНЕМ», 2011

**ISBN 978-966-8911-27-9**

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 збільшення 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 тепло-технічної досконалості, і лише установки, які працюють за схемою «первинне джерело – електроенергія», що виключає перетворення теплоти в роботу (паливні елементи, магнітогазодинамічні електрогенераторні установки), мають можливість істотно підвищити ККД перетворення енергії. Але створення і широке використання таких порівняно дешевих установок – справа досить віддаленого майбутнього. У даний час 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 сільському господарстві є тваринництво і рослинництво. Теплопостачання культуриваційних споруджень у вигляді теплиць, парників, сховищ й інших будівель. 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 і виду теплогенеруючих пристроїв (котельні агрегати, теплогенератори, калорифери та ін.); раціональна структура системи теплопостачання і 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.

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 народного господарства країни, в тому числі й у сільському господарстві.

Основним напрямком вирішення цієї проблеми є використання поновлювальних джерел енергії (сонячна енергія, геотермальна енергія, енергія вітру, біогаз, тверде біопаливо).

На даний час навчальні посібники потребують доопрацювання, доповнення так як відомі джерела мають скорочений матеріал який неможливо використовувати для закріплення теоретичних основ з дисципліни «Теплотехніка та використання тепла» в самостійній підготовці студентів, в посібниках мало прикладів-рішень для закріплення теорії, двигуни внутрішнього згоряння розглянуті недостатньо, не розглядається використання сонячної енергії.

Матеріал підготовлений відповідно до програми дисципліни «Теплотехніка та використання тепла» для студентів напрямку 6100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва», а також може бути використаний у навчальному процесі для студентів спеціальностей 6.051701 «Харчові технології та інженерія», 6.090102 «Технологія виробництва та переробки продукції тваринництва» і широкого кола фахівців, аспірантів, викладачів даної галузі.

Теми 1; 6...11; 13...18; 20...22 підготовлені О.С.Мироновим; теми 2...5 – О.В.Золотовською; тема 12 – В.Б. Бойком; тема 19 – Н.Р. Брижою.

Автори висловлюють щире подяку кандидату технічних наук, доценту кафедри «Трактори і автомобілі» Дніпропетровського аграрного університету Мельниченко В.І. за фахову науково-методичну допомогу в початковому редагуванні, докторам технічних наук, професорам Павленко А.М., Губинському М.В., кандидату технічних наук, доценту Павленко С.І. за надані корисні поради під час рецензування навчального посібника.

## РОЗДІЛ 1. ОСНОВИ ТЕРМОДИНАМІКИ

### Тема 1. Предмет і метод технічної 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, холодильних установок та ін. Вона розглядає природні процеси з точки зору зміни енергії в цих процесах.

В основу побудови термодинаміки покладено три експериментальні закони (*початок термодинаміки*): **перший закон** є *закон збереження і перетворення енергії*; **другий закон** вказує *напрямок, 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 у природі й техніці. Проте вона не розкриває їхнього механізму і не дає відповіді на питання, чому процес відбувається саме так. Причину процесів розкриває молекулярно-кінетична теорія газів, перед якою термодинаміка має свої переваги і недоліки. 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. Недоліками термодинаміки можна вважати відсутність наочності і неможливість пояснити її за допомогою причини явищ. Термодинаміка використовується в системах, для яких справедливі закони, що лежать в її основі.

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 вивчає перетворення енергії в хімічних та фізико-хімічних процесах.

*Технічна* термодинаміка, використовуючи закони термодинаміки, вивчає 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.

## 1.1. 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 відділяють 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 у закритій посудині. Однорідна частина гетерогенної системи називається *фазою*. У відповідності з трьома видами агрегатного стану розрізняють тверду, рідку та газоподібну фази.

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

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

Термодинамічна система називається *закритою*, якщо вона не може обмінюватися речовиною з іншими системами. Термодинамічна система може бути закритою, проте маса окремих її частин може змінюватися (наприклад, при фазовому переході "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, що при сталих зовнішніх умовах характеризується незмінністю параметрів у часі та відсутністю у 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 ні в самій системі, ні 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 вертається в початковий стан.

Реальні процеси *прямі*. Прикладом прямого процесу є теплообмін при кінцевій різниці температур. Практика показує, що тепло завжди переходить від тіла з більшою температурою до тіла з меншою температурою. Зворотний процес може бути здійснений завдяки допоміжним втратам 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 з часом завжди входить у стан рівноваги і ніколи самостійно вийти з нього не може.

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

Будь-яка зміна у 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 із стану рівноваги і надана сама собі, то через деякий час вона знову ввійде в стан рівноваги. Процес переходу системи з нерівноважного стану у рівноважний називається *релаксацією*, а час переходу у 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 у рідкий і навпаки.

Перегріті пари, подібно до газів, відзначаються сталістю агрегатного стану при змінах параметрів, та лише у 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 у просторі під впливом зовнішніх силових факторів. Найчастіше це – механічна робота, пов'язана із переміщенням тіла. За другим способом енергія передається у формі тепла.

Робота і тепло мають розмірність енергії, проте вони не є ні енергією, ні жодною з її видів. Робота і тепло – це лише різні форми передачі енергії одного тіла іншому. Вони відмінні від нуля лише у 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 у процесі, де переміщення доступне нашому безпосередньому контролю.

## 1.2. Основні термодинамічні параметри. Температура. Тиск. Об'єм

Фізичні величини, що характеризують стан термодинамічної системи, називаються термодинамічними параметрами. Основними параметрами є *тиск, температура і питоми 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

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

де  $n$  – кількість молекул в одиниці об'єму;  $m$  – маса молекули;

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

Одиницею тиску в СІ є Паскаль – тиск, спричинений силою в 1  $H$ , рівномірно розподіленою на поверхні, площиною  $1m^2$  ( $1Pa = 1N/m^2$ ). Ця одиниця ( $1кгс/см^2 = 1ат = 98066,5Pa$ ), тому використовують  $1гПа = 10^2Pa$ ,  $1кПа = 10^3Pa$ ,  $1бар = 10^5Pa$ ,  $1МПа = 10^6Pa$ .

Тиск вимірюється (рис. 1.1) за допомогою манометрів, барометрів та вакуумметрів. Рідинні і пружинні манометри вимірюють надлишковий тиск  $P_{надл}$ , це різниця між абсолютним тиском  $P_a$  та атмосферним  $B$ :

$$P_{надл} = P_a - B.$$

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

$$P_p = B - P_a,$$

тобто надлишковий тиск атмосфери над абсолютним вакуумним.

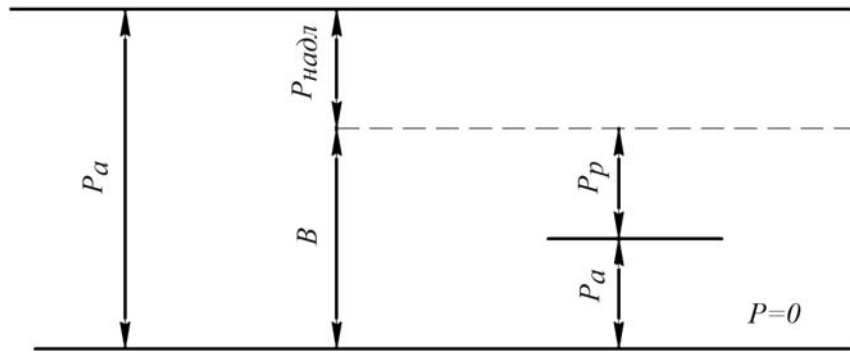


Рис. 1.1. Схема вимірювання тиску

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

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

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

Температура тіла є мірою його нагріву. Її чисельне значення пов'язано з 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 таким чином, називається *абсолютною*.

Температура визначає напрямок передачі тепла. Якщо два тіла  $A$  і  $B$  мають відповідно температури  $T_1$  і  $T_2$  і  $T_1 > T_2$ , то тепло переходить від тіла  $A$  до тіла  $B$ . При цьому, температура тіла  $A$  зменшується, а тіла  $B$  – збільшується. При рівності температур  $T_1$  і  $T_2$  тіла  $A$  і  $B$  знаходяться у тепловій рівновазі, тому самочинного переходу тепла

між ними не буде.

Температура, відлічувана від абсолютного нуля, називається абсолютною, а шкала температур називається шкалою Кельвіна. Термодинамічна і абсолютна шкали температур тотожні. Температура у відповідності з цими шкалами позначається  $T, K$ .

Практичним втіленням 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  $v$ , пов'язаний з масою речовини  $M$  та її об'ємом  $V$  співвідношенням:

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

Якщо  $V$  виразити у кубічних метрах,  $M$  – у кілограмах, то  $v$  – ви- значиться у кубічних метрах на кілограм.

**Густина** речовини  $\rho$  – величина, обернена питомому об'єму, і ви- значає кількість речовини в одиниці об'єму. Отже,

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

Одиниця густини в СІ – кг/м<sup>3</sup>. 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  $0$  °С.

### 1.3. Термічне рівняння стану речовини

Рівноважна термодинамічна система має функціональний зв'язок між параметрами стану, який називається рівнянням стану. Таким чином, три параметри стану ( $P$ ,  $v$  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:

$$f(P, v, T) = 0.$$

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

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

Оскільки всі параметри стану рівнозначні з точки зору визначен- ня стану речовини, температуру і тиск речовини можна визначити із **співвідношень**:

$$P = f(v, T); \\ T = f(P, v).$$

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 ви- гляд:

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

де  $V$  – об'єм довільної кількості газу, м<sup>3</sup>;  $P$  – 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

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

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

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  $\frac{Pv_\mu}{T}$  ком- плекс має однакове стале значення для всіх газів, тобто

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

Величина  $R_\mu$  називається універсальною газовою сталою. Її мож- на обчислити, якщо для будь-якого стану ідеального газу відомі  $P$ ,  $T$ ,  $V$ .

Так, за нормальних фізичних умов, підставивши у рівняння (1.9) значення  $P$ ,  $V_\mu$ ,  $T$ , знаходимо  $R_\mu = \frac{101325 \cdot 22,414}{273,15} = 8314,2$  Дж/(кмоль К).

Знаючи універсальну газову сталу  $R_\mu$ , можна визначити питому сталу конкретного робочого тіла:

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

Універсальна газова стала  $R_\mu$  у фізичному розумінні є робота

розширення 1 кмоль ідеального газу у процесі, що відбувається при сталому тискові і зміні 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 – і 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 вказані вище 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  $0^{\circ}\text{C}$ .

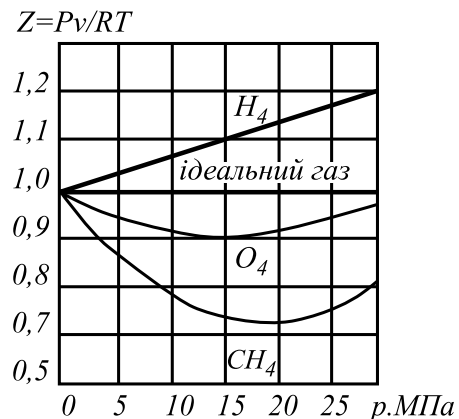


Рис. 1.2. Залежність  $Z = \frac{Pv}{RT}$  для деяких газів від тиску при температурі  $0^{\circ}\text{C}$

З рисунка видно, що для реальних газів коефіцієнт стиску  $Z$  може приймати значення більше і менше одиниці, в залежності 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:

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

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

#### 1.4. Суміші ідеальних газів

Під **ідеальним газом** слід розуміти уявний газ, що складається з пружних молекул, між якими не діють сили взаємного притягання, а об'єм, який молекули займають, надзвичайно малий у порівнянні з об'ємом простору між молекулами. Іншими словами, **ідеальний газ** – це газ, у якого відсутні сили взаємодії між молекулами, і їхній об'єм дорівнює нулю.

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

Закони ідеального газу вперше були одержані експериментальним шляхом: закон Бойля-Маріотта – англійським вченим Бойлем у 1662 р. і незалежно від нього – французьким вченим Маріоттом у 1676 р., закон Гей-Люссака – французьким вченим Гей-Люссаком у 1802 р.

У практичній роботі доводиться мати справу 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 та ін.; природний газ (метан і інші вуглеводні), повітря в сушильних камерах.

Технічна термодинаміка вивчає газові суміші, що являють собою механічну суміш різних газів, між якими немає хімічних реакцій, тобто суміші без зміни свого складу.



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 при тій же температурі займав весь об'єм;  $n$  – кількість газів, що складають газову суміш.

Закон Дальтона широко використовується для охарактеризування газових сумішей і справедливий для ідеальних газів. Чим вищий тиск суміші, тобто чим далі гази від ідеального стану, тим більші відхилення від закону Дальтона спостерігаються у 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  $i$ -го 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 входить до неї,

$$M_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n M_i = M_1 + M_2 + \dots + M_n. \quad (1.17)$$

Визначимо суму масових частин окремих газів:

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

тобто сума масових частин газів, що входять до газової суміші, дорівнює одиниці. Масові долі часто задаються в 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  $i$ -го газу;  $V_i$  – парціальний (зведений) об'єм  $i$ -го газу;  $V_{\text{сум}}$  – об'єм суміші газів.

Масовий склад суміші

$$m_i = \frac{r_i \mu_i}{\mu_{\text{сум}}} = \frac{r_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i}, \quad (1.19)$$

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

**Приведений** об'єм  $i$ -го газу називається об'єм, який займав би  $i$ -й газ при температурі і 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 приведенного 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

$$\sum_{i=1}^n V_i = V_{\text{сум}}.$$

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

$$\sum_{i=1}^n r_i = 1 \quad (1.23)$$

Об'ємні долі також часто задаються в відсотках. Доля повітря  $r_{O_2} = 21\%$ ,  $r_{N_2} = 79\%$ .

Газова суміш, задана мольним складом, характеризується мольними частинами.

Цілком очевидно, сума молів усіх газів, що 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  $i$ -го 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;

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

Якщо масовий склад суміші відомий, то з нього можна знайти мольний склад. Масу окремих газів  $M_i$  і повну масу суміші можна записати числом молів. Таким чином:

$$M_{\text{сум}} = \mu_{\text{сум}} N_{\text{сум}} = \mu_1 N_1 + \mu_2 N_2 + \dots + \mu_n N_n = \sum_1^n \mu_i N_i. \quad (1.27)$$

Доведемо, що представлення суміші мольними частинами рівнозначне представленню її об'ємними частинами. Згідно з законом Авогадро при однакових тисках і температурах молярні об'єми газів однакові, тоді можна написати: для  $i$ -го газу

$$V_i = \mu v_i N_i, \quad (1.28)$$

де  $\mu v_i$  - приведений об'єм будь-якого компонента, розрахований як добуток кількості молів на об'єм моля.

А для всієї суміші газів

$$V_{\text{сум}} = \mu v N_{\text{сум}}. \quad (1.29)$$

Розділивши почленно рівняння (1.28) на рівняння (1.29), одержимо

$$\frac{V_i}{V_{\text{сум}}} = \frac{N_i}{N_{\text{сум}}}, \quad (1.30)$$

$$\text{або } r_i = \gamma_i \quad (1.31)$$

де  $N_i$  - число молів  $i$ -го газу;  $N_{\text{сум}}$  - загальне число молів газової суміші.

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

$$\sum_1^n P_i V_{\text{сум}} = \sum_1^n m_i M_i R_i T. \quad (1.32)$$

Враховуючи (1.15), можемо записати:

$$PV_{\text{сум}} = MR_{\text{сум}}T, \quad (1.33)$$

$$\text{де } R_{\text{сум}} = \sum_1^n m_i R_i. \quad (1.34)$$

З рівняння (1.32) випливає, що суміш ідеальних газів підпорядковується рівнянню Клапейрона.

Згідно з (1.11)  $R = \frac{8413,2}{\mu}$ , тоді з (1.34) випливає, що газова постійна суміші, Дж/(кг·К),

$$R_{\text{сум}} = 8314 \sum_1^n m_i / \mu_i. \quad (1.35)$$

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

$$R_{\text{сум}} = \frac{8413,2}{\mu_{\text{сум}}}. \quad (1.36)$$

Прирівнюючи праві значення (1.34) і (1.35), знаходимо

$$\mu_{\text{сум}} = \frac{1}{\sum_1^n m_i / \mu_i}. \quad (1.37)$$

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, представленної об'ємними долями:

$$\mu_{\text{сум}} = \sum_1^n r_i \mu_i. \quad (1.38)$$

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

$$\frac{\rho_i}{\rho_{\text{сум}}} = \frac{v_{\text{сум}}}{v_i} = \frac{\mu_i}{\mu_{\text{сум}}} = \frac{R_{\text{сум}}}{R_i}, \quad (1.39)$$

де  $\rho_i$ ,  $v_i$ ,  $\mu_i$ ,  $R_i$  - густина, питомий об'єм, молекулярна маса, газова стала  $i$ -го газу;  $\rho_{\text{сум}}$ ,  $v_{\text{сум}}$ ,  $\mu_{\text{сум}}$ ,  $R_{\text{сум}}$  - густина, питомий об'єм, молекулярна маса, газова стала суміші газів.

## Рішення типових прикладів до теми 1

### Приклад 1.1

Дано:  
 $P_{НАДЛ} = 0,13$  МПа  
 $P_{АТМ} = 90660$  Па  
 $t = 25$  °С  
 $P - ?$

Знайти абсолютний тиск пари в котлі, якщо манометр показує  $P_{НАДЛ} = 0,13$  МПа, а атмосферний тиск по ртутному барометру складає  $P_{АТМ} = 90660$  Па при температурі  $t = 25$  °С.

#### Рішення

Показники ртутних барометрів, манометрів і вакуумметрів приводять до температури 0 °С за формулою:

$$P^0 = P \cdot (1 - 1,72 \cdot 10^{-4} \cdot t),$$

де  $P^0$  – тиск при температурі 0 °С;  $P$  – тиск при температурі  $t$ , °С;  
 $1,72 \cdot 10^{-4}$  – коефіцієнт об'ємного розширення ртуті.

З формули  $P_{НАДЛ} = P - P_{АТМ}$  знаходимо:

$$P = P_{АТМ} + P_{НАДЛ}$$

Показники барометра одержані при температурі  $t = 25$  °С. Ці показники необхідно привести до 0 °С.

$$P^0 = P \cdot (1 - 1,72 \cdot 10^{-4} \cdot t) = 90660 \cdot (1 - 1,72 \cdot 10^{-4} \cdot 25) = 90270 \text{ Па} = 0,09 \text{ МПа.}$$

Тоді абсолютний тиск пари в котлі:

$$P = 0,09 + 0,13 = 0,22 \text{ МПа.}$$

### Приклад 1.2

Дано:  
 $P_{ВАКУУМ} = 56$  кПа  
 $t = 20$  °С  
 $P_{АТМ} = 102,4$  кПа  
 $t = 18$  °С  
 $P - ?$

Ртутний вакуумметр, приєднаний до посудини (рис. 1.3), показує розрідження  $P_{ВАКУУМ} = 56$  кПа при температурі ртуті в ній  $t = 20$  °С. Атмосферний тиск по ртутному барометру  $P_{АТМ} = 102,4$  кПа при температурі ртуті  $t = 18$  °С.

Визначити абсолютний тиск у посудині.

#### Рішення

Розрідження в посудині, приведені до 0 °С,

$$P_{ВАКУУМ}^0 = 56 \cdot (1 - 1,72 \cdot 10^{-4} \cdot 20) = 55,8 \text{ кПа,}$$

а атмосферний тиск, приведений до 0 °С,

$$P_{АТМ}^0 = 102,4 \cdot (1 - 1,72 \cdot 10^{-4} \cdot 18) = 102,1 \text{ кПа.}$$

З формули  $P_{ВАКУУМ} = P_{АТМ} - P$  знаходимо:

$$P = P_{АТМ}^0 - P_{ВАКУУМ}^0 = 102,1 - 55,8 = 46,3 \text{ кПа.}$$

### Приклад 1.3

Дано:  
 $l = 180$  мм = 0,18 м  
 $\alpha = 30$  °  
 $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>  
 $P_{АТМ} = 1,02$  бар =  
 $= 1,02 \cdot 10^5$  Па  
 $P - ?$

Для вимірювання надмірно малого тиску або розрідження застосовуються мікроманометри. Принципова схема цього приладу представлена на рис. 1.4.

Визначити абсолютний тиск у повітря-проводі, якщо довжина  $l$  рідини в трубці мікроманометра, схилений під кутом  $\alpha = 30$  °, дорівнює 180 мм.

Робоча рідина – спирт зі щільністю  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>. Показники барометра, приведені до

0 °С,  $P_{АТМ} = 1,02$  бар.

#### Рішення

Абсолютний тиск у повітряпроводі  $P = P_{АТМ} + P_{НАДЛ}$ .

де  $P_{НАДЛ} = \rho gh = \rho \cdot g \cdot l \cdot \sin \alpha$ ,

$$\text{тоді } P = P_{АТМ} + \rho \cdot g \cdot l \cdot \sin \alpha = 1,02 + 800 \cdot 9,81 \cdot 0,18 \cdot \sin 30^\circ \cdot 10^{-5} = 1,027 \text{ бар.}$$

### Приклад 1.4

Дано:  
 $V = 20$  л = 0,02 м<sup>3</sup>  
 $P_1 = 10$  МПа =  $10 \cdot 10^6$  Па  
 $t_1 = 15$  °С  
 $P_2 = 7,6$  МПа =  
 $= 7,6 \cdot 10^6$  Па  
 $t_2 = 10$  °С  
 $\mu_{O_2} = 32$  кг/кмоль  
 $\Delta m - ?$

Балон з киснем ємністю 20 л знаходиться під тиском 10 МПа при температурі 15 °С. Після витрати частини кисню тиск знизився до 7,6 МПа, а температура до 10 °С.

Визначити масу витраченого кисню.

#### Рішення

З рівняння стану ідеального газу (1.6)

$$m = \frac{P \cdot V}{R \cdot T}.$$

Отже, до витрачання кисню з балона його

$$\text{маса складала } m_1 = \frac{P_1 \cdot V}{R_{O_2} \cdot T_1},$$

$$\text{а після витрати частини кисню } m_2 = \frac{P_2 \cdot V}{R_{O_2} \cdot T_2}.$$

Таким чином, витрата кисню

$$\Delta m = m_1 - m_2 = \frac{V}{R_{O_2}} \cdot \left( \frac{P_1}{T_1} - \frac{P_2}{T_2} \right),$$

де  $R_{O_2} = 8314 / \mu_{O_2}$ , тобто  $\Delta m = \frac{V \cdot \mu_{O_2}}{8314} \cdot \left( \frac{P_1}{T_1} - \frac{P_2}{T_2} \right)$ ;

$$\Delta m = \frac{0,02 \cdot 32}{8314} \cdot \left( \frac{10}{15+273} - \frac{7,6}{10+273} \right) \cdot 10^6 = 0,616 \text{ кг.}$$

Дано:

$$r_{CO_2} = 0,123$$

$$\mu_{CO_2} = 44 \text{ кг/кмоль}$$

$$r_{O_2} = 0,072$$

$$\mu_{O_2} = 32 \text{ кг/кмоль}$$

$$r_{N_2} = 0,805$$

$$\mu_{N_2} = 28 \text{ кг/кмоль}$$

$$P = 100 \text{ кПа} = 10^5 \text{ Па}$$

$$t = 800 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\mu_{см}, R_{см}, \rho_{см}, \nu_{см} - ?$$

### Приклад 1.5

Об'ємний склад сухих продуктів згоряння палива (водяна пара відсутня) наступний: 12,3% CO<sub>2</sub>, 7,2% O<sub>2</sub>, 80,5% N<sub>2</sub>.

Знайти уявну молекулярну масу суміші і газову сталу, а також щільність і питомий об'єм продуктів згоряння при тиску 100 кПа і температурі 800 °С.

### Рішення

Уявну молекулярну масу визначаємо з рівняння (1.38):

$$\mu_{см} = \sum_1^n r_i \cdot \mu_i = r_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2} + r_{O_2} \cdot \mu_{O_2} + r_{N_2} \cdot \mu_{N_2} = 0,123 \cdot 44 + 0,072 \cdot 32 + 0,805 \cdot 28 = 30,3 \text{ кг/кмоль.}$$

Газову сталу – з рівняння (1.36):

$$R_{см} = 8314 / \mu_{см} = 8314 / 30,3 = 274 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К).}$$

Питомий об'єм знаходимо з рівняння стану ідеального газу (1.5):

$$\nu_{см} = R_{см} \cdot T / P = 274 \cdot (800+273) / 10^5 = 2,94 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Знаходимо щільність

$$\rho_{см} = 1/\nu_{см} = 1/2,94 = 0,34 \text{ кг/м}^3.$$

Дано:

$$m_{H_2} = 0,3;$$

$$\mu_{H_2} = 2 \text{ кг/кмоль}$$

$$m_{CO_2} = 0,1;$$

$$\mu_{CO_2} = 44 \text{ кг/кмоль}$$

$$m_{N_2} = 0,6;$$

$$\mu_{N_2} = 28 \text{ кг/кмоль}$$

$$P = 0,1013 \text{ МПа} = 0,1013 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$t = 400 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\mu_{см}, R_{см}, \rho_{см} - ?$$

### Приклад 1.6

Визначити значення уявної молекулярної маси, газової сталу і щільність при температурі 400 °С і тиску 0,1013 МПа. Суміш газів задана наступним масовим складом: 30% H<sub>2</sub>, 10% CO<sub>2</sub>, 60% N<sub>2</sub>.

### Рішення

Уявну молекулярну масу визначаємо з рівняння (1.37):

$$\mu_{см} = \frac{1}{\sum_1^n m_i / \mu_i} = \frac{1}{\frac{m_{H_2}}{\mu_{H_2}} + \frac{m_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} + \frac{m_{N_2}}{\mu_{N_2}}} = \frac{1}{\frac{0,3}{2} + \frac{0,1}{44} + \frac{0,6}{28}} = 5,838 \text{ кг/кмоль.}$$

Газову сталу визначаємо з рівняння (1.36):

$$R_{см} = 8314 / \mu_{см} = 8314 / 5,838 = 1424 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К).}$$

Щільність знаходимо з рівняння:

$$\frac{P}{\rho} = R \cdot T, \text{ оскільки } \nu = \frac{1}{\rho}.$$

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} = \frac{0,1013 \cdot 10^6}{1424 \cdot (400 + 273)} = 0,106 \text{ кг/м}^3.$$

## Приклади для самостійного рішення до теми 1

### Приклад 1.7

Визначити абсолютний тиск у посудині (рис.1.3), якщо показник приєднаного до нього ртутного манометра дорівнює 66,7 кПа, а атмосферний тиск по ртутному барометру складає 100 кПа. Температура повітря в місці установки приладів дорівнює 0 °С.

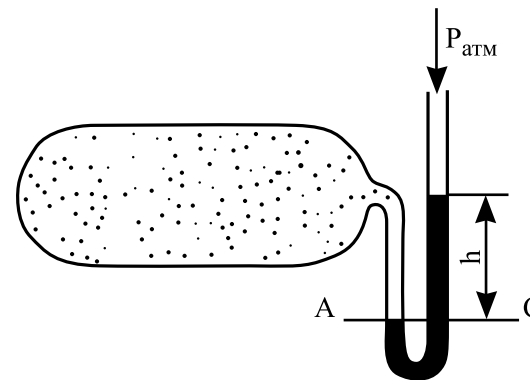


Рис. 1.3. до прикладу 1.7

Відповідь:  $P = 0,1667 \text{ МПа.}$

### Приклад 1.8

Визначити абсолютний тиск пари в конденсаторі парової турбіни, якщо показник приєднаного до нього ртутного вакуумметра дорівнює 94 кПа, а показник ртутного барометра, приведений до

0 °С, 99,6 кПа. Температура повітря в місці установки приладів  $t = 20$  °С.

Відповідь:  $P = 5,9$  кПа.

#### Приклад 1.9

З ресивера 1 (рис. 1.4) повітря поступає в колектор двигуна 2. Розрідження в ресивері вимірюється вакуумметром з похилою трубою. Кут нахилу трубки до горизонталі  $30^\circ$ , вакуумметр заповнений водою.

Визначити абсолютний тиск  $P$  (Па) у ресивері, якщо довжина води в трубці вакуумметра 300 мм, а тиск навколишнього середовища 1000 гПа.

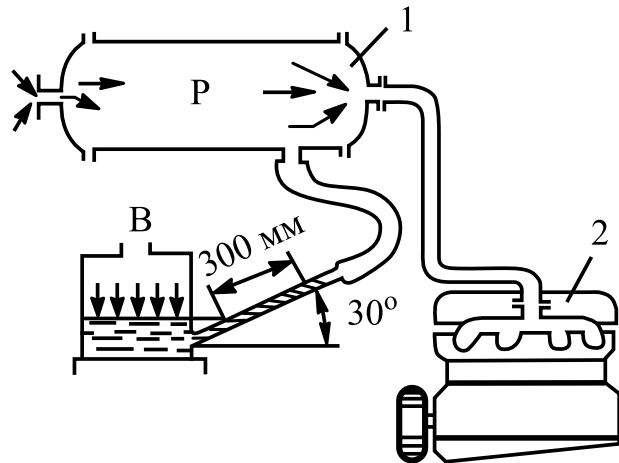


Рис. 1.4 до прикладів 1.3 і 1.9:  
1 – ресивер; 2 – колектор двигуна.

Відповідь:  $P = 0,983 \cdot 10^5$  Па.

#### Приклад 1.10

У балоні, місткістю  $0,1 \text{ м}^3$ , знаходиться кисень при тиску 6 МПа і температурі  $25$  °С. Після того, як з нього була випущена частина газу, показник манометра засвідчив 3 МПа, а температура знизилася до  $15$  °С. Визначити масу випущеного кисню і щільність кисню, що залишився в балоні, якщо тиск навколишнього середовища 1000 гПа.

Відповідь:  $\Delta m = 3,61$  кг;  $\rho_2 = 41$  кг/м<sup>3</sup>.

#### Приклад 1.11

Генераторний газ має такий об'ємний склад: 7%  $\text{H}_2$ ; 2%  $\text{CH}_4$ ; 27,6%  $\text{CO}$ ; 4,8%;  $\text{CO}_2$ ; 58,6%  $\text{N}_2$ .

Визначити масові долі, уявну молекулярну масу, газову сталу, щільність при температурі  $15$  °С і тиску 0,1 МПа.

Відповідь:

$g_{\text{H}_2} = 0,005$ ;  $g_{\text{CH}_4} = 0,012$ ;  $g_{\text{CO}} = 0,289$ ;  $g_{\text{CO}_2} = 0,079$ ;  $g_{\text{N}_2} = 0,615$ ;  
 $\mu_{\text{см}} = 2667$  кг/кмоль;  $R_{\text{см}} = 311$  Дж/(кг · К);  $\rho_{\text{см}} = 1,12$  кг/м<sup>3</sup>.

#### Приклад 1.12

Суміш має такий масовий склад : 18%  $\text{CO}_2$ , 12%  $\text{O}_2$ , 70%  $\text{N}_2$ .

До якого тиску слід стискувати цю суміш, що знаходиться за нормальних умов, щоб при температурі  $180$  °С, 8 кг вона зайняла об'єм, рівний  $4 \text{ м}^3$ .

Відповідь:  $P = 0,24$  МПа.

## Тема 2. Перший закон термодинаміки

### 2.1. Внутрішня енергія

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 аддитивність.

Величина

$$u = U / m$$

називається *питомою внутрішньою енергією* і є внутрішньою енергією одиниці маси речовини. Вона виражається в Дж/кг.

Оскільки внутрішня енергія є функцією стану тіла, то її зміна  $\Delta u$  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  $u_2$  – в 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

$$du = (\partial u / \partial T)_v dT + (du / dv)_T dv. \quad (2.1)$$

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:

$$(\partial u / \partial T)_p = (\partial u / \partial T)_v = du / dT. \quad (2.2)$$

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 за рівну нулю при  $t = 0$  °C.

## 2.2 Робота деформації

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

Розглянемо газ, що міститься в циліндрі з рухомим поршнем, площею  $F$  (рис. 2.1). 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

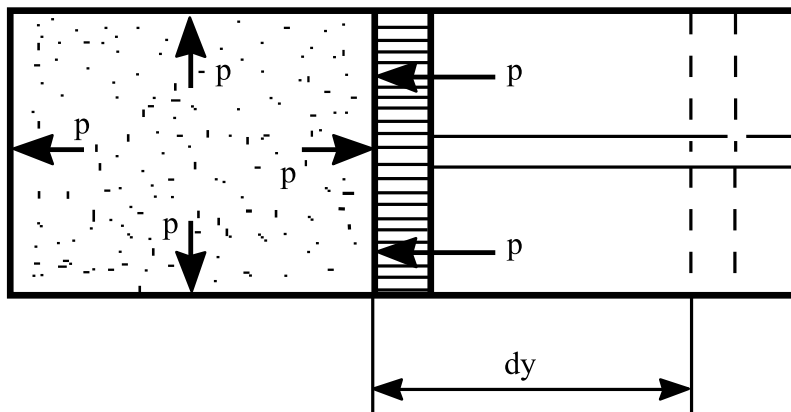


Рис. 2.1. Визначення роботи деформації

$pF$ , і здійснює елементарну роботу  $\delta L = pFdy$ , рухаючи поршень на відстань  $dy$ . Але  $Fdy$  є збільшенням об'єму системи, отже

$$\delta L = pdV. \quad (2.3)$$

При кінцевій зміні об'єму

$$L = \int_{v_1}^{v_2} pdV. \quad (2.4)$$

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

якщо  $dV > 0$ , то і  $\delta L > 0$ , тобто при розширенні робота тіла позитивна, при цьому 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 СІ є Джоуль (Дж).

Якщо віднести роботу деформації до 1 кг маси робочого тіла, отримаємо:

$$l = L / m;$$

$$\delta l = \delta L / m = pdV / m = pd(V / m) = pdv. \quad (2.5)$$

Величина  $l$ , що є питомою роботою, яка здійснюється системою, що містить 1 кг газу, дорівнює:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} pdv. \quad (2.6)$$

Оскільки в загальному випадку  $p$  – величина змінна, а інтегрування можливе лише тоді, коли відомий закон зміни тиску  $p = p(v)$ .

Формули (2.3)...(2.6) справедливі тільки для рівноважних процесів, при яких тиск робочого тіла дорівнює тиску навколишнього середовища.

У термодинаміці для дослідження рівноважних процесів широко використовують  $p-v$  діаграму, в якій віссю абсцис служить питомий об'єм  $v$ , а віссю ординат  $p$  – тиск. Оскільки стан термодинамічної системи визначається двома параметрами, то на  $p-v$  діаграмі він позначається точками.

На рис. 2.2 точка 1 відповідає початковому стану системи, точка 2 – кінцевому, а лінія 1, 2 – процесу розширення робочого тіла від  $v_1$  до  $v_2$ .

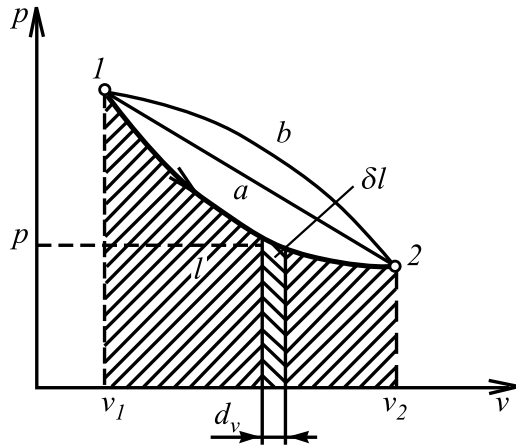


Рис. 2.2. Графічне зображення роботи деформації в  $p-v$  – координатах

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

Кожному переходу системи із стану 1 в стан 2 (наприклад, 1;2, 1;a;2 або 1;b;2) відповідає своя робота розширення:  $l_{1b2} > l_{1a2} > l_{12}$ . Отже, робота залежить від характеру термодинамічного процесу, а не є функцією стану системи на відміну від тиску, температури. З іншого боку,  $\int p dv$  залежить від шляху інтегрування, і, отже, елементарна робота  $\delta l$  не є повним диференціалом і не може бути представлена співвідношенням, аналогічним 2.1.

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  $\delta l$  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. Тому, наприклад, на теплових електростанціях робочим тілом є пари води, а в двигунах внутрішнього згорання – газоподібні продукти згорання того або іншого палива.

## 2.3. Тепло

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 у всіх випадках цей процес можливий тільки за наявності різниці температур між тілами.

Як буде показано нижче, елементарна кількість теплоти  $\delta Q$ , так само як і  $\delta L$ , 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. Тепло і робота – це енергетичні характеристики процесів механічної і теплової взаємодії системи з навколишнім середовищем. Вони характеризують ту кількість енергії, яка передається на систему, через її межі в певному процесі.

## 2.4. Аналітичні вирази 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.

Хай деякому робочому тілу з об'ємом  $V$  і масою  $m$ , що має температуру  $T$  і тиск  $p$ , надається ззовні нескінченно мала кількість теплоти  $\delta Q$ . В 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 ніяких інших змін у системі не відбувається, то за законом збереження енергії:

$$\delta Q = dU + \delta L, \quad (2.7)$$

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 (2.7) набуває вигляд:

$$\delta L = -dU. \quad (2.8)$$

Отже, робота розширення, що здійснюється системою в адіабатному процесі, дорівнює зменшенню внутрішньої енергії даної системи. При адіабатному 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

$$\delta Q = \delta U, \quad (2.9)$$

тобто кількість теплоти, підведена до системи при постійному об'ємі, дорівнює збільшенню внутрішньої енергії даної системи.

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

$$\delta Q = \delta L, \quad (2.10)$$

тобто підведена системі теплота переходить в еквівалентну їй зовнішню роботу.

Для системи, що містить 1 кг робочого тіла,

$$\delta q = du + \delta l. \quad (2.11)$$

Проінтегрувавши рівняння (2.7) і (2.11) для даного процесу, отримаємо вираз першого закону термодинаміки в інтегральній формі:

$$Q = \Delta U + L \quad \text{і} \quad q = \Delta u + l, \quad (2.12)$$

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

## 2.5. Теплоємність газів та їхньої суміші

Відношення кількості теплоти, отриманої тілом при 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*  $c$ , віднесена 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<sup>3</sup> об'єму за нормальних фізичних умов, і вимірювану в Дж/(м<sup>3</sup> · К);

3) *питому молярну теплоємність*  $\mu c$ , віднесена до одного кіломоля і вимірювану в Дж/(кмоль · К).

Залежність між питомими теплоємностями встановлюється очевидними співвідношеннями:

$$c = \mu c / \mu; \quad c = \mu c / 22,4; \quad c = c\rho_n. \quad (2.13)$$

Тут 22,4 м<sup>3</sup> і  $\rho_n$  – об'єм одного кіломоля і щільність газу за нормальних умов.

Зміна температури тіла при одній і тій же кількості підведеної теплоти залежить від характеру процесу, що відбувається при цьому, тому теплоємність є функцією процесу. Це означає, що одне і те ж 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 при постійному тиску*

$$c_p = \delta q_p / dT, \quad (2.14)$$

$c_p$  дорівнює відношенню питомої кількості теплоти  $\delta q_p$ , підведеної тілу в процесі при постійному тиску, до зміни температури тіла  $dT$ ;

*теплоємність при постійному об'ємі*

$$c_v = \delta q_v / dT, \quad (2.15)$$

$c_v$  дорівнює відношенню питомої кількості теплоти  $\delta q_v$ , підведеної до тіла в процесі при постійному об'ємі, до зміни температури тіла  $dT$ .

Відповідно до першого закону термодинаміки для закритих систем

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

Із співвідношення (2.1)

$$\delta q = (\partial u / \partial T)_v + [(\partial u / \partial T)_T + p] dv. \quad (2.16)$$

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

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

і, враховуючи (2.15), отримуємо, що

$$c_v = (\partial u / \partial T)_v, \quad (2.17)$$



тобто теплоємність тіла при постійному об'ємі дорівнює приватній похідній від його внутрішньої енергії по температурі і характеризує темп зростання внутрішньої енергії в ізохорному процесі із зростанням температури.

З врахуванням (2.2) для ідеального газу

$$c_v = du / dT. \quad (2.18)$$

Для ізобарного процесу ( $p = const$ ) з рівнянь (2.16) і (2.14) одержуємо:

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

або

$$c_p = c_v + [(\partial u / \partial v)_T + p] \cdot (dv / dT)_p. \quad (2.19)$$

Це рівняння показує 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  $(\partial u / \partial v)_T$  і, крім того, з рівняння стану (1.3) виходить  $p(dv / dT)_p$ , звідки

$$c_p = c_v + R. \quad (2.20)$$

Співвідношення (2.20) називається рівнянням Майєра і є одним з основних у технічній термодинаміці.

У процесі  $v = const$  підведена теплота йде лише на зміну його внутрішньої енергії, тоді як у процесі  $p = const$  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 постійна  $R$  чисельно дорівнює роботі розширення одного кілограма газу при нагріванні його при постійному тиску на один Кельвін.

Для реальних газів  $c_p - c_v > R$ , оскільки при розширенні реальних газів (при  $p = const$ ) здійснюється робота не тільки проти зовнішніх сил, але й 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, 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:

$$c_m \int_{t_1}^{t_2} = q / (t_2 - t_1). \quad (2.21)$$

Вираз

$$c = \delta q / dT \quad (2.22)$$

визначає теплоємність при даній температурі, або так звану дійсну теплоємність.

З формули (2.22) випливає, що

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c dt, \quad (2.23)$$

тому

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

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  $t$  °C табл. Д3...Д4 [6].

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

$$c_m \int_{t_1}^{t_2} = \frac{c_m \int_0^{t_2} \cdot t_2 - c_m \int_0^{t_1} \cdot t_1}{t_2 - t_1}. \quad (2.24)$$

Тоді, враховуючи (2.21)

$$q = c_m \int_{t_1}^{t_2} \cdot (t_2 - t_1) = c_m \int_0^{t_2} \cdot t_2 - c_m \int_0^{t_1} \cdot t_1. \quad (2.25)$$

Все викладене стосується також молярних і об'ємних теплоємностей.

Для наближених розрахунків при невисоких температурах можна прийняти наступні значення молярних теплоємностей (табл. 2.1).

Таблиця 2.1

Молярні теплоємності

| Газ                 | Теплоємність, кДж / (кмоль · К) |           | $k = \frac{c_p}{c_v}$ |
|---------------------|---------------------------------|-----------|-----------------------|
|                     | $\mu c_v$                       | $\mu c_p$ |                       |
| 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:

$$c_v = \sum_1^n g_i c_{vi}, c_p = \sum_1^n g_i c_{pi}. \quad (2.26)$$

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

$$c'_v = \sum_1^n g_i c'_{vi}, c'_p = \sum_1^n g_i c'_{pi}. \quad \text{або} \quad c'_{\text{сум}} = \sum_1^n c'_i r_i. \quad (2.27)$$

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

$$\mu c_v = \sum_1^n r_i (\mu c_{vi}), \mu c_p = \sum_1^n r_i (\mu c_{pi}). \quad (2.28)$$

## 2.6. 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  $H$ :

$$H = U + pV. \quad (2.29)$$

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:

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

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

Ентальпії властива адитивність. Величина

$$h = u + pv, \quad (2.30)$$

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

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

$$\Delta H = \int_1^2 dH = H_2 - H_1.$$

Фізичний зміст ентальпії впливає з наступного прикладу. У циліндрі під поршнем знаходиться газ (рис. 2.3). Його тиск врівноважується вантажем вагою  $pF$ .

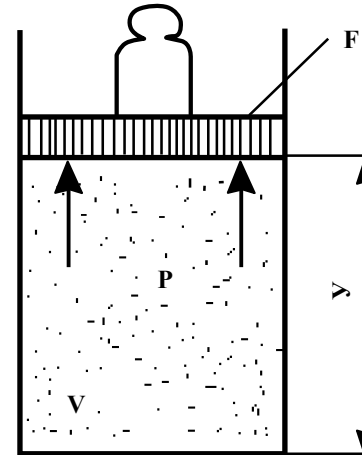


Рис. 2.3. Визначення фізичного змісту ентальпії

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  $pFh = pV$ , отже,

$$E = U + pV = H.$$

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.

Отже, ентальпія будь-якої термодинамічної системи є сумою внутрішньої енергії системи і потенційної енергії джерела зовнішнього тиску.

Рівняння (2.11), з врахуванням (2.5),

$$\delta q = du + pdv$$

у разі, коли єдиним видом роботи є робота розширення, з врахуванням очевидного співвідношення

$$pdv = d(pv) - vdp$$

може бути записано у вигляді

$$\delta q = d(u + pv) - vdp,$$

або

$$\delta q = dh - vdp. \quad (2.31)$$

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

$$\delta q_p = dh \quad (2.32)$$

$$i \quad q_p = h_2 - h_1, \quad (2.33)$$

тобто теплота, підведена до системи при постійному тиску, витрачається тільки на зміну ентальпії даної системи.

Для ідеального газу з врахуванням (1.2.18) і (1.1.3) отримаємо:

$$dh = du + d(pv) = c_v dT + R dT = (c_v + R) dT = c_p dT. \quad (2.34)$$

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

$$h = \int_0^t c_p dT = c_{pm} \Big|_0^t t. \quad (2.35)$$

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

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_{t_1}^{t_2} c_p dT = c_{pm} \Big|_0^{t_2} t_2 - c_{pm} \Big|_0^{t_1} t_1. \quad (2.36)$$

## Рішення типових прикладів до теми 2

### Приклад 2.1

Дано:

$$V = 300 \text{ л} = 0,3 \text{ м}^3$$

$$P_1 = 0,3 \text{ МПа} = 0,3 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\mu_g \approx 29 \text{ кг/кмоль}$$

$$R_g = 287 \text{ Дж (кг} \cdot \text{К)}$$

$$Q_v - ?$$

У закритій посудині об'ємом 300 л знаходиться повітря при тиску 0,3 МПа і температурі 20 °С.

Яку кількість теплоти необхідно підвести для того, щоб температура повітря піднялася до 120 °С? Завдання вирішити, приймаючи теплоємність повітря постійною.

Рішення

Користуючись рівнянням стану, визначаємо масу повітря, що знаходиться в посудині,

$$m = \frac{p_1 V}{R T_1} = \frac{0,3 \cdot 10^6 \cdot 0,3}{287 \cdot (20 + 273)} = 1,07 \text{ кг}.$$

Для двоатомних газів, вважаючи теплоємність за постійну величину, маємо (табл. 2.1)

$$\mu c_v = 20,93 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)};$$

отже, масова ізохорна теплоємність повітря

$$c_v = \frac{\mu c_v}{\mu_g} = \frac{20,93}{29} = 0,722 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)}.$$

Кількість підведеної теплоти

$$Q_v = m \cdot c_v \cdot (t_2 - t_1) = 1,07 \cdot 0,722 \cdot (120 - 20) = 77,25 \text{ кДж}.$$

### Приклад 2.2

Дано:

$$m = 1 \text{ кг}$$

$$t_1 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\mu_g \approx 29 \text{ кг/кмоль}$$

$$\Delta u, \Delta h - ?$$

Знайти зміну внутрішньої енергії і ентальпії 1 кг повітря при його охолодженні від 300 °С до 50 °С. Теплоємність повітря прийняти постійною.

Рішення

Вважаючи повітря за ідеальний газ, маємо

$$\Delta u = c_v \cdot (t_2 - t_1), \text{ кДж / кг};$$

$$\Delta h = c_p \cdot (t_2 - t_1), \text{ кДж / кг}.$$

Для двоатомних газів, згідно з табл. 2.1,

$$\mu c_v = 20,93 \text{ кДж / (кмоль} \cdot \text{К)}; \mu c_p = 29,31 \text{ кДж / (кмоль} \cdot \text{К)},$$

тоді

$$c_v = \frac{\mu c_v}{\mu} = \frac{20,93}{29} = 0,722 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)};$$

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

Отже

$$\Delta u = 0,722 \cdot (50 - 300) = -180,5, \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)};$$

$$\Delta h = 1,01 \cdot (50 - 300) = -252,5, \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)}.$$

### Приклад 2.3

Дано:

$$t_1 = 200 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 800 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$c_{pm} \Big|_{200}^{800} - ?$$

Обчислити середню масову теплоємність для повітря при постійному тиску в межах 200 – 800 °С, враховуючи, що залежність теплоємності від температури є нелінійною.

Рішення

Згідно з рівнянням (2.24)

$$c_{pm} \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{c_{pm} \Big|_0^{t_2} \cdot t_2 - c_{pm} \Big|_0^{t_1} \cdot t_1}{t_2 - t_1}.$$

Користуючись табл. ДІ (дивися додатки), отримаємо для повітря

$$c_{pm} \Big|_0^{800} = 1,0710 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)};$$

$$c_{pm} \Big|_0^{200} = 1,0115 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)}$$

$$\text{звідси } c_{pm} \Big|_{200}^{800} = \frac{1,0710 \cdot 800 - 1,0115 \cdot 200}{800 - 200} = 1,091 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)}.$$

### Приклад 2.4

Дано:

$$\begin{aligned} t_1 &= 200 \text{ }^\circ\text{C} \\ t_2 &= 1200 \text{ }^\circ\text{C} \\ r_{CO_2} &= 0,145 \\ r_{O_2} &= 0,065 \\ r_{N_2} &= 0,79 \\ q_p &= ? \end{aligned}$$

Знайти кількість теплоти, необхідну для нагрівання  $1 \text{ м}^3$  (за нормальних умов) газової суміші складу:  $r_{CO_2} = 0,145$ ;  $r_{O_2} = 0,065$ ;  $r_{N_2} = 0,79$  від  $200 \text{ }^\circ\text{C}$  до  $1200 \text{ }^\circ\text{C}$  при  $P = const$  і нелінійній залежності теплоємності від температури.

Рішення

Користуючись формулами (2.25) і (2.27), отримаємо

$$\begin{aligned} q_p &= c'_{pm} \Big|_0^2 \cdot t_2 - c'_{pm} \Big|_0^1 \cdot t_1 = \sum_1^n c'_{pmi} \Big|_0^2 \cdot r_i \cdot t_2 - \sum_1^n c'_{pmi} \Big|_0^1 \cdot r_i \cdot t_1 = \\ &= \left( c'_{pmCO_2} \Big|_0^2 \cdot r_{CO_2} + c'_{pmO_2} \Big|_0^2 \cdot r_{O_2} + c'_{pmN_2} \Big|_0^2 \cdot r_{N_2} \right) \cdot t_2 - \\ &- \left( c'_{pmCO_2} \Big|_0^1 \cdot r_{CO_2} + c'_{pmO_2} \Big|_0^1 \cdot r_{O_2} + c'_{pmN_2} \Big|_0^1 \cdot r_{N_2} \right) \cdot t_1. \end{aligned}$$

Підставляючи значення відповідних теплоємностей з табл. ДЗ, знаходимо

$$q_p = (2,2638 \cdot 0,145 + 1,5005 \cdot 0,065 + 1,4143 \cdot 0,79) \cdot 1200 - (1,7873 \cdot 0,145 + 1,3352 \cdot 0,065 + 1,2996 \cdot 0,79) \cdot 200 = 670 \text{ кДж/м}^3.$$

### Приклади для самостійного рішення до теми 2

#### Приклад 2.5

Повітря в кількості  $6 \text{ м}^3$  при тиску  $0,3 \text{ МПа}$  і температурі  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  нагрівається при постійному тиску до  $130 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Визначити кількість підведеної до повітря теплоти, вважаючи  $c = const$ .

Відповідь:  $Q_p = 2231 \text{ кДж}$ .

#### Приклад 2.6

Знайти середню масову і об'ємну теплоємність  $c_{pm}$  і  $c_{vm}$  для повітря в межах  $400 \dots 1200 \text{ }^\circ\text{C}$ , рахуючи залежність теплоємності від температури нелінійною.

Відповідь:  $c'_{pm} \Big|_{2400}^{1200} = 1,4846 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ ;  $c'_{vm} \Big|_{400}^{1200} = 1,1137 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ .

### Приклад 2.7

Знайти зміну внутрішньої енергії і ентальпії  $2 \text{ м}^3$  повітря, якщо температура його знижується від  $250 \text{ }^\circ\text{C}$  до  $70 \text{ }^\circ\text{C}$ . Теплоємність повітря прийняти постійною. Початковий тиск повітря  $0,6 \text{ МПа}$ .

Відповідь:  $\Delta U = -1039 \text{ кДж}$ ;  $\Delta H = -1453,5 \text{ кДж}$ .

### Приклад 2.8

Газова суміш має наступний склад за об'ємом:  $20\% \text{ H}_2\text{O}$ ;  $35\% \text{ CO}_2$  і  $45\% \text{ N}_2$ . Визначити кількість теплоти, необхідну для нагріву  $1 \text{ кг}$  суміші при постійному об'ємі від  $200 \text{ }^\circ\text{C}$  до  $400 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Відповідь:  $q_v = 181 \text{ кДж/кг}$ .

### Питання для самопідготовки до тем 1 і 2

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 постійна, універсальна газова постійна, їхній фізичний зміст.
4. Реальний газ. Рівняння Ван-дер-Ваальса.
5. Що таке термодинамічний процес: зворотний, незворотний термодинамічний процес, термодинамічний цикл?
6. Що є газова суміш? Закон Дальтона. Завдання газової суміші.
7. Як визначається молекулярна маса, газова постійна суміші?
8. Що розуміється під внутрішньою енергією системи? Від яких параметрів (параметра) стану залежить внутрішня енергія реального і 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 при постійному об'ємі і при постійному тиску?
13. Зв'язок між теплоємностями  $c_p$  і  $c_v$  (рівняння Майера).
14. Як визначається теплоємність газових сумішей?
15. Що таке ентальпія, її фізичний сенс.
16. Аналітичний вираз першого закону термодинаміки з використанням ентальпії.

## Тема 3. Другий закон термодинаміки

### 3.1. Ентропія

Вираз  $\delta q/T$  при рівноважній зміні 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.

Таким чином

$$ds = \delta q / T. \quad (3.1)$$

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

$$s = \zeta_1(p, v); s = \zeta_2(p, T); s = \zeta_3(v, T).$$

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

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\delta q}{T}. \quad (3.2)$$

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. 3.1).

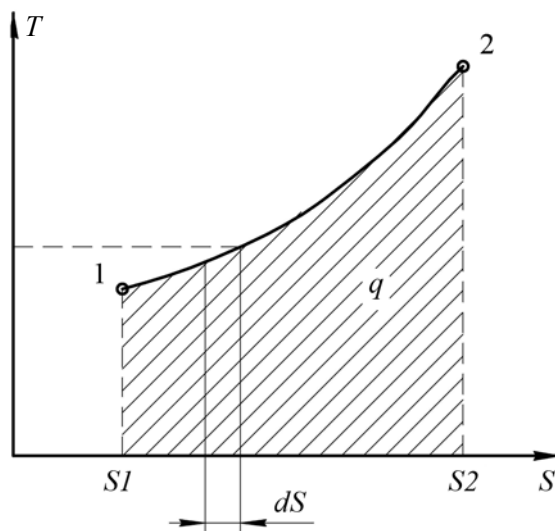


Рис. 3.1. Графічне зображення теплоти в  $T, s$  – координатах

З рівняння (3.1) випливає, що в рівноважному процесі

$$\delta q = T ds \quad (3.3)$$

$$q = \int_1^2 T ds \quad (3.4)$$

Очевидно, що в  $T, s$  – діаграмі елементарна теплота процесу  $\delta q$  визначається елементарним майданчиком з висотою  $T$  і основою  $ds$ , а площа, обмежена лінією процесу, крайніми ординатами і віссю абсцис, еквівалентна теплоті процесу. Формула (3.3) показує, що  $ds$  і  $\delta q$  мають однакові знаки, отже, за характером зміни ентропії в рівноважному процесі можна судити про те, в якому напрямі відбувається теплообмін. При нагріванні тіла ( $\delta q > 0$ ) його ентропія зростає ( $ds > 0$ ). Якщо тіло охолоджується ( $\delta q < 0$ ), то його ентропія зменшується ( $ds < 0$ ).

### 3.2. 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 наступного ствердження: *вічний двигун першого роду неможливий*.



Рис. 3.2. Термодинамічна схема теплового двигуна

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 повністю 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. 3.2).

Як показує досвід, всі без винятку теплові двигуни повинні мати гаряче джерело теплоти, робоче тіло, що здійснює замкнутий круговий процес – цикл, і холодне джерело теплоти.

Практично в усіх існуючих теплових двигунах гарячими джерелами служать хімічні реакції спалювання палива або внутрішньо ядерні реакції, а як холодне джерело використовується навколишнє середовище – атмосфера. Як робоче тіло, застосовуються гази або пари, про що наголошувалося вище. Робота двигуна здійснюється таким 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 багато разів. Для цього потрібно вміти повертати робоче тіло в початковий стан. Такий перехід можна здійснити в процесі  $2B1$ , при цьому потрібно буде зробити над робочим тілом ту ж саму роботу. Зрозуміло, що це не має сенсу, оскільки сумарна робота – робота циклу – виявиться рівною нулю.

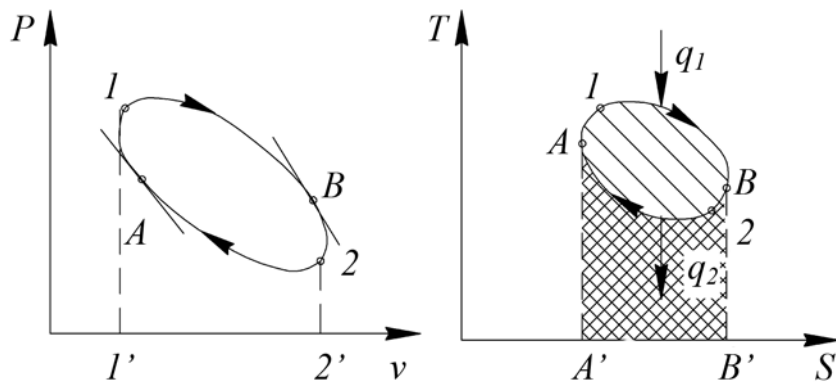


Рис. 3.3. Круговий процес (цикл) в  $p, v$  і  $T, s$  – координатах

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  $l_u$ , 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  $q$ , і ділянка  $B2A$ , на якій відбувається відведення теплоти  $q$ . У точках  $A$  і  $B$ , розташованих на адіабатах, немає ні підведення, ні відведення теплоти, і в цих точках потік теплоти міняє 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  $q_1$ , еквівалентна площі  $A'1B2B'$ , а  $q_2$  – площі  $A'2B1B'$ .

Застосуємо перший закон термодинаміки до циклу, який здійснює один кілограм робочого тіла:

$$\oint \delta q = \oint du + \oint \delta l.$$

Тут  $\oint$  означає інтегрування по замкнутому контуру  $1B2A1$ .

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

$$q_u = l_u, \quad (3.5)$$

де  $q_u = \oint \delta q$  є тією частиною теплоти гарячого джерела, яка перетворена на роботу. Це – теплота, корисно використана 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:

$$\eta = \frac{l_u}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1}. \quad (3.6)$$

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

Співвідношення (3.5) 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 теплоти, називається вічним двигуном другого роду.

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

### 3.3. 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, здатну 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 міняє їхньої температури.

Єдина можливість здійснення незворотного (що складається тільки з рівноважних процесів) циклу в цих умовах полягає в наступному. Теплоту від гарячого джерела до робочого тіла потрібно підводити ізотермічно. У будь-якому іншому випадку температура робочого тіла буде менше 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 із здійсненням роботи. По тих же міркуваннях 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 в 1824 р. встановив основні закони перетворення теплової енергії в механічну.

Здійснення циклу Карно в тепловій машині можна уявити таким чином. Газ (робоче тіло) з початковими параметрами, що характеризуються точкою  $a$  (рис. 3.4), розміщений у циліндр під поршень, причому бокові стінки циліндра і поршня абсолютно нетеплопровідні, так що теплота може передаватися тільки через основу циліндра.

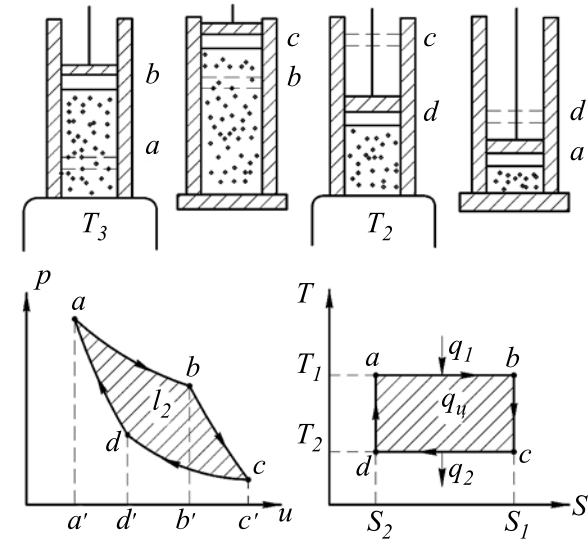


Рис. 3.4. Незворотний цикл Карно

Циліндр вводимо в зіткнення з гарячим джерелом теплоти. Розширюючись ізотермічно при температурі  $T_1$  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  $T_2$  і стиснемо. 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  $da$ , йде на збільшення внутрішньої енергії, внаслідок чого температура газу збільшується 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  $l_u$ .

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

$$\eta = 1 - T_2 / T_1. \quad (3.7)$$

З неї випливає, що термодинамічний ККД циклу Карно залежить тільки від абсолютних температур гарячого і холодного джерел. Збільшити ККД циклу можна або за рахунок збільшення температури гарячого джерела, або за рахунок зменшення температури холодного.

### 3.4. Узагальнений (регенеративний) цикл Карно

За наявності тільки двох джерел теплоти з температурами  $T_1$  і  $T_2$  можна здійснити складніший цикл, якщо використовувати регенерацію теплоти. Суть її полягає в наступному.

Розглянемо цикл  $abfe$  на (рис. 3.5), що складається з двох ізотерм  $ab$  і  $fe$  і двох довільних рівноважних процесів  $bf$  і  $ea$ , лінії яких аналогічні в  $T, s$  - діаграмі.

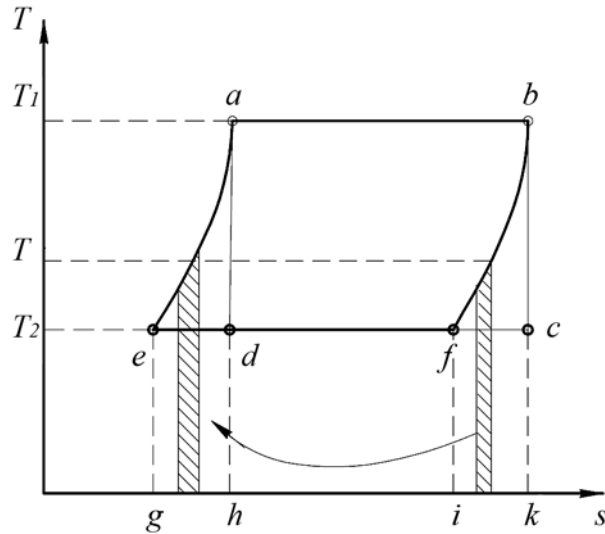


Рис. 3.5. Узагальнений (регенеративний) цикл Карно

Для рівноважного нагріву робочого тіла по лінії  $ea$  і охолодження по лінії  $bf$  потрібно розташувати нескінченно велику кількість джерел теплоти, щоб при кожній температурі в діапазоні  $T_1 - T_2$  теплообмін між джерелом теплоти і робочим тілом протікав незворотно. Проте можна здійснити процес так, щоб теплота  $\delta q$ , що виділяється при охолодженні тіла при температурі  $T$  по лінії  $bf$ , витрачалася

на нагрів тіла при тій же температурі по лінії  $ea$ . Якщо лінії  $ea$  і  $bf$  аналогічні, то кількості відданої при охолодженні (площа  $ifbk$ ) і отриманої при нагріві (площа  $geah$ ) теплоти однакові, тобто теплота, виділена при охолодженні по лінії  $bf$ , повністю використовується (регенерується) по лінії  $ea$ .

Від гарячого джерела при температурі  $T_1$ , як і раніше, підводиться теплота  $q_1$ , еквівалентна площі  $habk$ , і до холодного джерела при температурі  $T_2$  відводиться теплота  $q_2$ , відповідна площі  $gefi$ .

Термічний ККД даного циклу

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

але  $s_k - s_h = s_i - s_g$  внаслідок аналогічності кривих  $bf$  і  $ea$ , 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, рівний ККД циклу Карно. Вони називаються узагальненими (регенеративними) циклами Карно.

### 3.5. Зворотний цикл Карно

Здійснимо незворотний цикл Карно у зворотному напрямі. Робоче тіло з початковими параметрами точки  $a$  (рис. 3.6) розширюється адиабатно, 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 адиабаті, і його температура від  $T_2$  підвищується до  $T$ , а потім – по ізотермі ( $T_1 = const$ ). При цьому робоче тіло віддає верхньому джерелу з температурою  $T_1$  кількість теплоти  $q_1$ .

Оскільки в зворотному циклі стиск робочого тіла відбувається при вищій температурі, 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 зворотного циклу  $l_u$ , 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  $q_1 = q_2 + l_u$ .



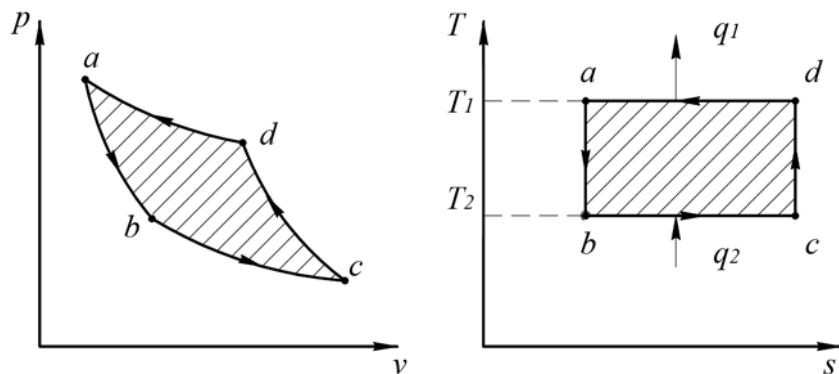


Рис. 3.6. Зворотний цикл Карно в  $p, v$  і  $T, s$  -діаграмах

Загальна схема перетворення енергії показана на рис.3.7.



Рис. 3.7. Термодинамічна схема холодильної машини

Зворотний цикл Карно є ідеальним циклом холодильних установок.

У холодильній установці робочими тілами служать, 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:

$$\varepsilon = q_2 / l_{\text{ц}} = q_2 / (q_1 - q_2). \quad (3.8)$$

Для зворотного циклу Карно

$$\varepsilon = T_2 / (T_1 - T_2). \quad (3.9)$$

Зазначимо, що чим менше різниця температур між холодильною камерою і навколишнім середовищем, тим менше потрібно витратити 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 в той же час, що і В.Томсон, запропонував Р.Клаузіус: *теплота не може мимоволі (без компенсації) переходити від тіл з нижчою до тіл з вищою температурою.*

### 3.6. Аналітичний вираз другого закону термодинаміки

Розглянемо принципові відмінності незворотних процесів від зворотних на прикладі розширення газу в циліндрі над поршнем (рис. 3.8), одержуючого теплоту  $\delta q$  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 ні зовнішнього, ні внутрішнього тертя. Робота розширення газу в цьому випадку рівна  $\delta l_{\text{звор}} = P dy = p dv$ , а зміна ентропії робочого тіла у такому процесі  $ds_{\text{звор}} = \delta q / T$ .

Невиконання хоч би однієї з вказаних умов робить розширення газу незворотним. Якщо безповоротність викликана тертям поршня об стінки циліндра, то робота  $\delta q$ , здійснена проти зовнішньої сили  $P$ , виявляється меншою, ніж  $p dv$ , оскільки частина її витрачається на подолання тертя і переходить у теплоту  $\delta q_{\text{мп}}$ . Вона сприймається газом разом з підведеною теплотою  $\delta q$ , внаслідок чого зростання ентропії газу в незворотному процесі  $ds = (\delta q + \delta q_{\text{мп}}) / T$  виявляється більше, ніж у зворотному при тій же кількості підведеної від джерела теплоти  $\delta q$ .

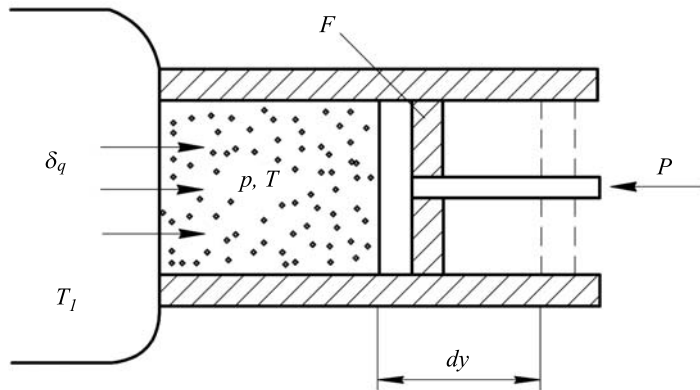


Рис. 3.8. Визначення зміни ентропії в процесах

Якщо незворотність викликана відсутністю механічної рівноваги ( $P < pF$ ), 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  $\delta q_{тр}$ . Робота проти зовнішньої сили знову виходить менше, а зростання ентропії більше, ніж у зворотному процесі з тією ж кількістю теплоти  $\delta q$ .

Якщо незворотність 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 врівноважуюча сила  $P'$ :  $P' = p'F < P = pF$ . Робота розширення проти цієї сили

Отже, незворотність завжди призводить до збільшення ентропії робочого тіла при тій же кількості підведеної теплоти і до втрати частини роботи. У загальному вигляді це можна записати таким чином:

$$ds = \delta q / T + ds_{незвор};$$

$$\delta l = p dv - \delta l_{незвор}, \quad \text{причому } ds_{незвор} \text{ і } \delta l_{незвор} \text{ завжди позитивні.}$$

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  $\delta q$  розуміти кількість підведеної до системи або відведеної від неї теплоти. Обидва записи є аналітичним виразом другого закону термодинаміки:

$$ds = \delta q / T + ds_{незворот} \quad (3.10)$$

$$\delta \delta = p dv - \delta l_{незворот}$$

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

$$ds \geq 0. \quad (3.11)$$

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

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

## Тема 4. Основні термодинамічні процеси в газах і парах

### 4.1. Термодинамічні процеси ідеальних газів у закритих системах

Основними процесами, важливими як в теоретичному, так і в прикладному аспектах, є *ізохорний*, що протікає при постійному об'ємі; *ізобарний*, що протікає при постійному тиску; *ізотермічний*, що відбувається при постійній температурі; *адіабатний*, при якому відсутній теплообмін з навколишнім середовищем, і *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 (або відведеної) до газу в процесі;
- 4) визначається 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 (1.5) випливає, що

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

тобто тиск газу прямо пропорційний його абсолютній температурі:

$$p_2/p_1 = T_2/T_1. \quad (4.1)$$

На рис. 4.1 представлений графік процесу. Робота розширення в цьому процесі дорівнює нулю, оскільки кількість теплоти, підведена до робочого тіла в процесі 1;2 при  $c_v = const$ , визначається із співвідношення (2.23):

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT = c_v (T_2 - T_1). \quad (4.2)$$

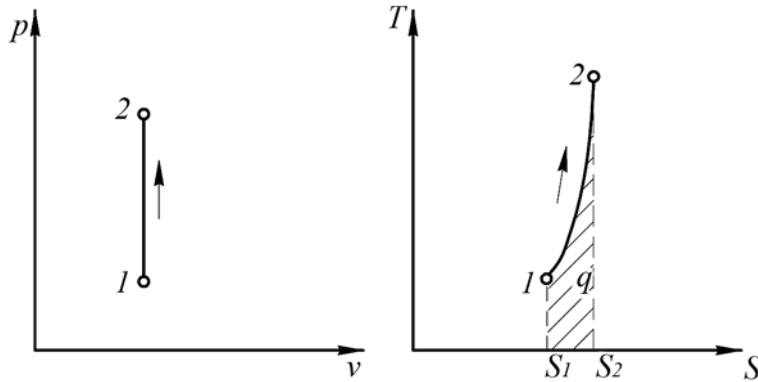


Рис. 4.1. Зображення ізохорного процесу в  $p, v$  - і  $T, s$  - координатах

При змінній теплоємності

$$q = c_{vm} \int_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) = c_{vm} \int_0^{t_2} t_2 - c_{vm} \int_0^{t_1} t_1, \quad (4.3)$$

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

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

$$\left. \begin{aligned} \Delta u &= c_v (T_2 - T_1) \text{ при } c_v = const; \\ \Delta u &= c_{vm} \int_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) \text{ при } c_v = var. \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

Оскільки внутрішня енергія є функцією стану тіла, то формули (4.4) справедливі для будь-якого термодинамічного процесу ідеального газу.

Зміна ентропії в ізохорному процесі визначається за формулою (3.2):

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = c_v \int_1^2 \frac{dT}{T} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (4.5)$$

тобто залежність ентропії від температури в ізохорному процесі

при  $c_v = const$  має логарифмічний характер (рис. 4.1).

**Ізобарний процес.** Ізобарним називається процес, що відбувається при постійному тиску. З рівняння стану ідеального газу (1.5) при  $p = const$  знаходимо:

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

або

$$v_2/v_1 = T_2/T_1, \quad (4.6)$$

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

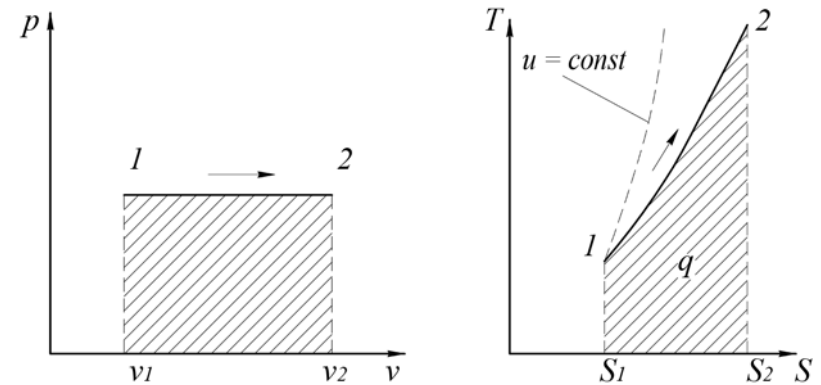


Рис. 4.2. Зображення ізобарного процесу в  $p, v$  - і  $T, s$  - координатах

З виразу (2.6) випливає, що

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1). \quad (4.7)$$

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

$$l = R(T_2 - T_1). \quad (4.8)$$

Кількість теплоти, що підводиться газу при нагріванні (або віддається ним при охолодженні), знаходимо з рівняння (2.23):

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT = c_{pm} \int_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1), \quad (4.9)$$

де  $c_{pm} \int_{t_1}^{t_2}$  – середня масова ізобарна теплоємність в інтервалі температур від  $t_1$  до  $t_2$ ; при  $c_p = const$ .

$$q = c_p(t_2 - t_1). \quad (4.10)$$

Зміна ентропії при  $c_p = const$  згідно з (3.2) дорівнює:

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (4.11)$$

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

**Ізотермічний процес.** При ізотермічному процесі температура постійна, отже

$$pv = RT = const,$$

або

$$p_2 / p_1 = v_2 / v_1, \quad (4.12)$$

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

Робота процесу:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} RT \frac{v}{dv} = RT \ln(v_2 / v_1) = RT \ln(p_1 / p_2). \quad (4.13)$$

Оскільки температура не міняється, 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:

$$q = l. \quad (4.14)$$

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

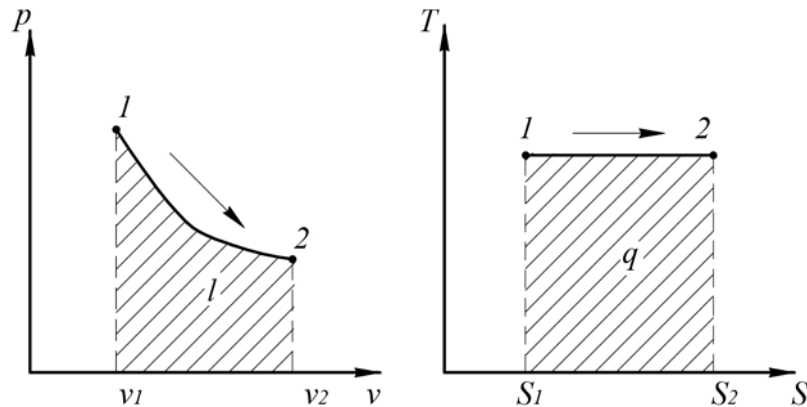


Рис. 4.3. Зображення ізотермічного процесу в  $p, v$ - і  $T, s$ -координатах

Із співвідношень (3.2), (4.13) і (4.14) випливає, що зміна ентропії в ізотермічному процесі виражається формулою

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = \frac{q}{T} = R \ln(p_1 / p_2) = R \ln(v_2 / v_1). \quad (4.15)$$

**Адіабатний процес.** Процес, що відбувається без теплообміну з навколишнім середовищем, називається адіабатним. Згідно з визначенням  $\delta q = 0$  для того, щоб здійснити такий процес, слід або теплоізулювати газ, тобто помістити його в адіабатну оболонку, або провести процес настільки швидко, щоб зміна температури газу, обумовлена його теплообміном з навколишнім середовищем, була занадто малою в порівнянні із 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

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

Поділивши перше рівняння на друге, отримуємо:

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

Інтегруючи останнє рівняння за умови, що  $k = c_p / c_v = const$ , знаходимо:

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

Після потенціювання маємо:

$$(v_2 / v_1)^k = p_1 / p_2, \quad \text{або} \quad p_1 v_1^k = p_2 v_2^k. \quad (4.16)$$

Це і є рівняння адіабати ідеального газу при постійному відношенні теплоємностей ( $k = const$ ). Величина

$$k = c_p / c_v \quad (4.17)$$

називається показником адіабати (див. табл.2.1). Підставивши, отримуємо  $c_p = c_v + R$ ,  $k = 1 + R/c_v$ .

Оскільки  $k > 1$ , то в координатах  $p, v$  (рис. 4.4) лінія адіабати йде крутіше за лінію ізотерми: при адіабатному розширенні тиск знижується швидше, ніж при ізотермічному, оскільки в процесі розширення зменшується температура газу.

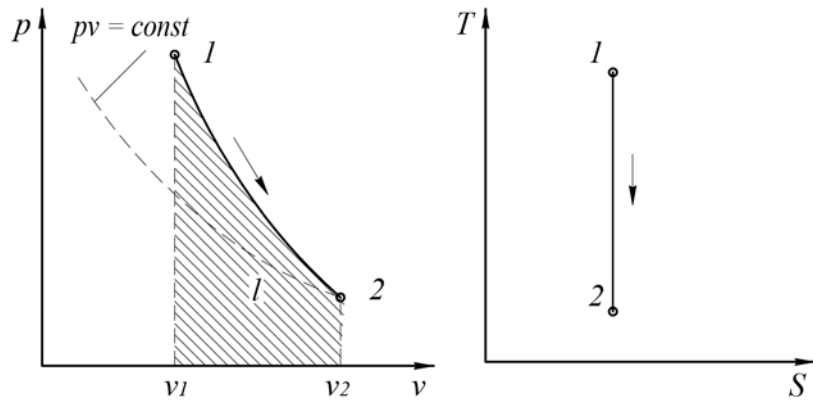


Рис. 4.4. Зображення адіабатного процесу в  $p, v$  - і  $T, s$  - координатах

Визначивши з рівняння стану, написаного для станів 1 і 2, відношення об'ємів або тиску і підставивши їх в (4.16), отримаємо рівняння адіабатного процесу у формі, що виражає залежність температури від об'єму або тиску:

$$T_2 / T_1 = (v_1 / v_2)^{k-1}; \quad T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (4.18)$$

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

$$l = -\Delta u = c_v (T_1 - T_2) = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{RT_1}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]; \quad (4.19)$$

оскільки  $p_1 v_1 = RT_1$  і  $p_2 v_2 = RT_2$ , то

$$l = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (4.20)$$

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

Оскільки при адіабатному процесі  $\delta q$  ентропія робочого тіла не змінюється ( $ds = 0$  і  $s = const$ ), в результаті, на  $T, s$ -діаграмі адіабатний процес зображується вертикальною лінією.

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

$$pv^n = const. \quad (4.21)$$

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

Зрівняння (4.21) і рівняння Клапейрона неважко отримати рівняння, що встановлює зв'язок між  $p, v$  і  $T$ , і в будь-яких двох точках на політропі, аналогічно тому, як це було зроблено для адіабати:

$$p_2 / p_1 = (v_1 / v_2)^n; \quad T_2 / T_1 = (v_1 / v_2)^{n-1}; \quad T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (4.22)$$

Робота розширення газу в політропному процесі

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

Оскільки для політропи відповідно до (4.22)

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

то

$$l = p_1 v_1^n \int_{v_1}^{v_2} dv / v^n = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \right] = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (4.23)$$

У разі ідеального газу рівняння (4.23) можна представити у такому вигляді

$$\left. \begin{aligned} l &= \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2); \\ l &= \frac{p_1 v_1}{n-1} \left( 1 - \frac{T_2}{T_1} \right); \\ l &= \frac{RT_1}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]; \\ l &= \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \end{aligned} \right\} \quad (4.24)$$

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

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

Оскільки

$$u_2 - u_1 = c_v (T_2 - T_1),$$

$$l = \frac{R}{1-n} (T_2 - T_1),$$

то

$$q = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) = c_n (T_2 - T_1), \quad (4.25)$$

де

$$c_n = c_v \frac{n-k}{n-1} \quad (4.26)$$

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

$$\Delta s = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = c_n \ln \frac{T_2}{T_1} = c_v \frac{n-k}{n-1} \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (4.27)$$

Політропний процес має узагальнювальне значення, бо охоплює всю сукупність термодинамічних процесів. Неважко переконатися, що:

- для ізохорного процесу  $n = \pm\infty$ ,  $c_n = c_v$ ;
- для ізобарного процесу  $n = 0$ ,  $c_n = c_p$ ;
- для ізотермічного процесу  $n = 1$ ,  $c_n = \infty$ ;
- для адіабатного процесу  $n = k$ ,  $c_n = 0$ .

На рис. 4.5 показано взаємне розташування на  $p, v$ - і  $T, s$ - діаграмах політропних процесів з різними значеннями показника політропії. Всі процеси починаються в одній точці.

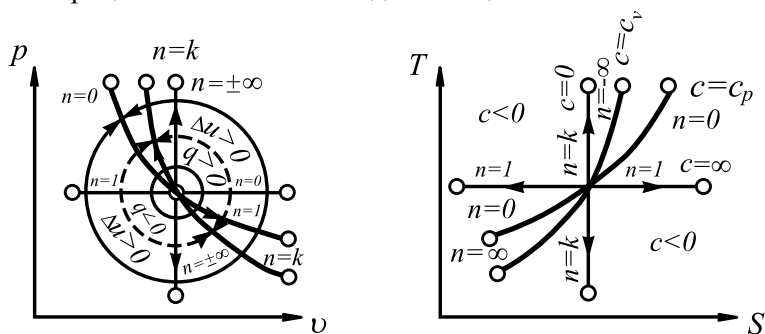


Рис. 4.5. Зображення основних термодинамічних процесів ідеального газу в  $p, v$ - і  $T, s$ - координатах

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, протікають 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  $\delta q$  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.

## 4.2. Термодинамічні процеси реальних газів

Термодинамічні процеси реальних газів розглянемо на прикладі водяної пари. Водяна пара широко використовується в багатьох галузях техніки. Тому дослідження термодинамічних властивостей води і водяної пари має велике практичне значення.

**Процес пароутворення. Основні поняття і визначення.** Розглянемо процес отримання пари. Для цього 1 кг води при температурі  $0^\circ\text{C}$  помістимо в циліндр з рухомих поршнем. Прикладемо до поршня ззовні деяку постійну силу  $P$ . Тоді біля площі поршня  $F$  тиск буде постійний і становитиме  $p = P / F$ . Зобразимо процес пароутворення, тобто процес перетворення речовини з рідкого стану в газоподібний у  $p, v$ -діаграмі (рис. 4.6).

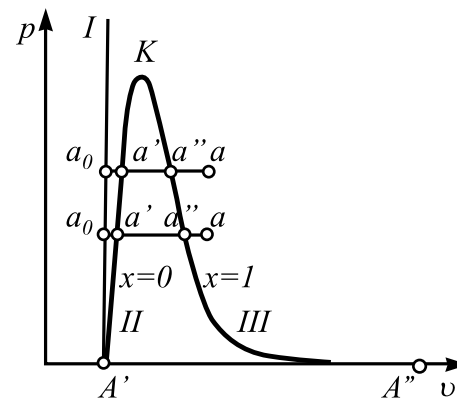


Рис. 4.6.  $p, v$ -діаграма водяної пари

Початковий стан води, що знаходиться під тиском  $P$  і що має температуру  $0^\circ\text{C}$ , позначено на діаграмі точкою  $a_0$ . При нагріванні води

її температура поступово підвищується, поки не досягне температури кипіння  $t_s$ , відповідної даному тиску. При цьому питомий об'єм рідини спочатку зменшується, досягає мінімального значення при  $t = 4^\circ\text{C}$ , а потім починає зростати. Стан рідини, доведеної до температури кипіння, зображається на діаграмі точкою  $a'$ .

При подальшому підведенні теплоти починається кипіння води з сильним 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 ізобарноізотермічним. 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, що вилітають з води в паровий простір, дорівнює кількості молекул, що конденсуються на її поверхні. У паровому просторі при цьому рівноважному стані знаходиться максимально можливе при даній температурі число молекул. Пара є насиченою в тому сенсі, що при ізотермічному стиску частина його сконденсується без зміни тиску і щільності. При збільшенні 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 і, отже, 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.

При збільшенні 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 паром*. Її питомий об'єм і температура є функціями тиску. Тому стан сухої пари можна задати будь-яким з параметрів – тиском, питомим об'ємом або температурою.

Двофазна суміш, що є паром із зваженими в ній крапельками

рідини, називається *вологою насиченою паром*. Масова частка сухої насиченої пари у вологій називається *ступенем сухості* пари і позначається буквою  $x$ . Масова частка киплячої води у вологій парі, рівна  $(1 - x)$ , називається *ступенем вологості*. Для киплячої рідини  $x = 0$ , а для сухої насиченої пари  $x = 1$ . Стан вологої пари характеризується двома параметрами: тиском (або температурою насичення  $t_s$ , що визначає цей тиск) і ступенем сухості пари.

При наданні сухої пари теплоти при тому ж тиску його температура збільшуватиметься, 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 тиску більший, ніж насиченої, то в одиниці об'єму перегрітої пари міститься менша кількість молекул, а значить, 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 будь-якими незалежними параметрами.

Якщо розглянути процес пароутворення при вищому тиску, то можна відзначити наступні зміни. Точка  $a_0$ , відповідна стану 1 кг води при  $0^\circ\text{C}$  і новому тиску, залишається майже на тій же вертикалі, оскільки вода практично нестискувана. Точка  $a$  зміщується праворуч, бо із зростанням тиску збільшується температура кипіння, а рідина при підвищенні температури розширюється. Що ж до пари (точка  $a''$ ), то, незважаючи на збільшення температури кипіння, питомий об'єм пари все-таки падає через сильніший вплив зростаючого тиску.

Оскільки питомий об'єм рідини зростає, а пари падає, то при постійному збільшенні 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 (або питомому об'ємі), то в критичній точці властивості рідини і газу стають однаковими. Для води параметри критичної точки  $K$  складають:  $p_{кр} = 221,29 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ,  $t_{кр} = 374,15^\circ\text{C}$ ,  $v_{кр} = 0,00326 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Критична температура – це максимально можлива температура співіснування рідини і насиченої пари. При температурах, більших від критичної, можливе існування тільки перегрітої пари. Всі гази є сильно перегрітими парами. Чим вище температура перегріву (при даному тиску), тим ближче газ за своїми властивостями до ідеального газу.

Найменшим тиском, при якому ще можлива рівновага води і насиченої пари, є тиск, відповідний потрійній точці. Під останньою розуміється той єдиний стан, в якому можуть одночасно знаходитися в рівновазі пара, вода і лід (точка  $A'$  на рис.4.6). Параметри потрійної точки для води:  $p_0 = 611$  Па,  $t_0 = 0,01$  °С,  $v_0 = 0,001$  м<sup>3</sup>/кг. Процес пароутворення, який проходить при абсолютному тиску  $p_0 = 611$  Па, на діаграмі поданий ізобарою  $A'A''$ , яка практично співпадає 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 отримуємо *нульову ізотерму I*, кожна точка якої відповідає стану 1 кг води при 0 °С 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.

Всі 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). У цих таблицях термодинамічні величини з штрихом відносяться до води, нагрітої до температури кипіння, а величини з двома штрихами – до сухої насиченої пари.

Оскільки для ізобарного процесу відповідно до (2.33) підведена до рідини теплота

$$q = h_2 - h_1,$$

то, застосувавши це співвідношення до процесу, отримаємо:

$$q = r = h'' - h'. \quad (4.28)$$

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

Приріст ентропії в процесі пароутворення визначається формулою

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

За нульовий стан, від якого відлічуються 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. Оскільки в одному кілограмі вологої пари міститься  $x$  кг сухої і  $(1 - x)$  кг киплячої води, то

$$v_x = xv'' + (1 - x)v' = v'' + x(v'' - v'). \quad (4.29)$$

Аналогічно

$$s_x = s' + x(s'' - s') = s' + xr / T_s; \quad (4.30)$$

$$h_x = h' + x(h'' - h') = h' + xr. \quad (4.31)$$

Безпосередньо з таблиць узяти параметри вологої пари неможна. Їх визначають за приведеними вище формулами при заданому тиску (або температурі) і ступені 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 окрім таблиць використовується  $T,s$ -діаграма (рис. 4.7). Вона будується шляхом перенесення числових даних таблиць водяної пари в  $T,s$ -координати.

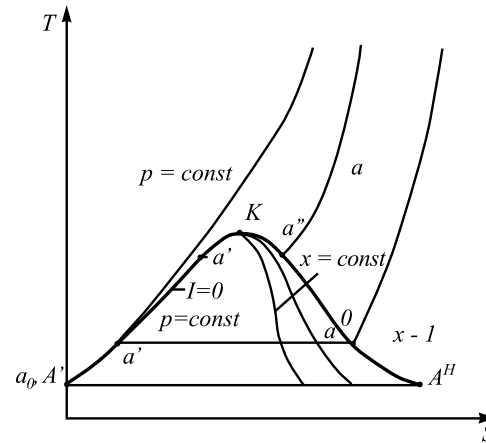


Рис. 4.7.  $T,s$ -діаграма водяної пари

Стан води в потрійній точці ( $s_0 = 0$ ,  $T_0 = 273,15$  К) зображується в діаграмі точкою  $A'$ . Відкладаючи на діаграмі для різних температур значення  $s'$  і  $s''$ , 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 зворотного 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. 4.8 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  $s'$  і  $h'$  для води при температурі кипіння, а також  $s''$  і  $h''$  для сухої насиченої пари, отримуємо нижню і верхню граничні криві.

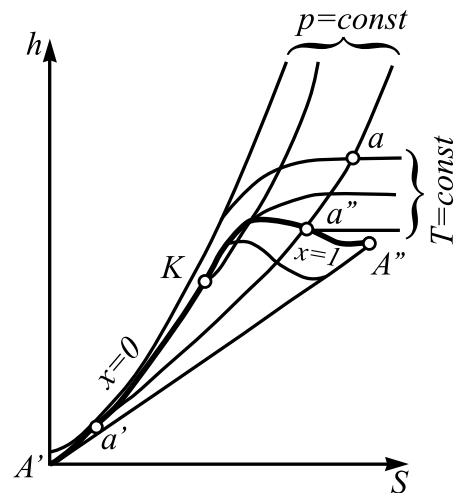


Рис. 4.8.  $h,s$ -діаграма водяної пари

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, тангенс кута нахилу постійний і ізобара є прямою. Чим вище тиск насичення, тим вище температура, тим більше тангенс кута нахилу ізобари, тому в області насичення прямі  $p = const$  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  $p,v$  і  $T,s$ -діаграмах, а на лівому схилі граничної кривої. В області перегріву температура пари (при постійному тиску) зростає, і крутизна ізобари збільшується. Тому ізобари перегрітої пари близькі до логарифмічних кривих.

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

При низькому тиску і відносно високих температурах перегріта пара, за своїми властивостями, близька до ідеального газу. Оскільки в ізотермічному процесі ентальпія ідеального газу не змінюється, ізотерми сильно перегрітої пари йдуть горизонтально. При наближенні до області насичення, тобто до верхньої граничної кривої, властивості перегрітої пари значно відхиляються від властивостей ідеального газу, і ізотерми скривлюються.

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

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

Для будь-якої точки на цій діаграмі можна знайти  $p, v, t, h, s, x$ . Велика перевага діаграми полягає в тому, що кількість теплоти (при  $p = const$ ) зображається 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 і адиабатний 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 відомим параметрам наноситься початковий стан робочого тіла; потім проводиться лінія процесу і визначаються його параметри в кінцевому стані; далі обчислюється зміна внутрішньої енергії, визначаються кількості теплоти і роботи в заданому процесі.

**Ізохорний процес** (рис. 4.9). З діаграми на рисунку видно, що нагріванням при постійному об'ємі вологу пару можна перевести в суху, насичену і перегріту. Охолодженням його можна сконденсувати, але не до кінця, оскільки при будь-якому низькому тиску над рідиною завжди знаходиться деяка кількість насиченої пари. Це означає, що ізохора не перетинає нижню граничну криву.

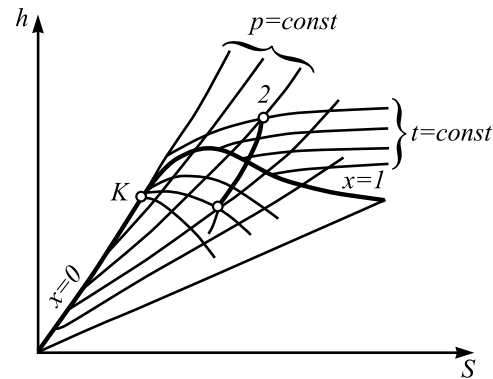


Рис. 4.9. Ізохорний процес водяної пари

Зміна внутрішньої енергії водяної пари при  $v = const$

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1). \quad (4.32)$$

Дана 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:

$$q = u_2 - u_1. \quad (4.33)$$

**Ізобарний процес** (рис. 4.10). При підведенні теплоти до вологої насиченої пари її ступінь сухості збільшується і вона (при постійній температурі) переходить у суху, а при подальшому підведенні теплоти – в перегріту пару (температура пари при цьому зростає). При відведенні теплоти волога пара конденсується при  $T_s = const$ .

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

$$q = h_2 - h_1. \quad (4.34)$$

Робота процесу обчислюється за формулою

$$l = p(v_2 - v_1). \quad (4.35)$$

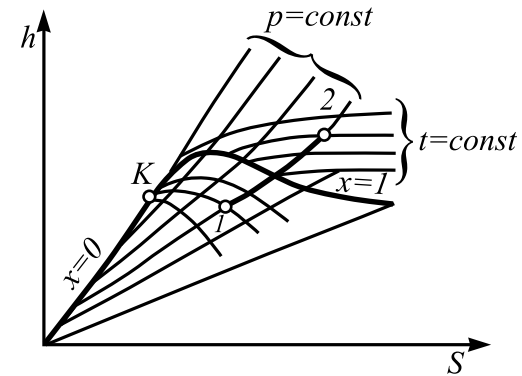


Рис. 4.10. Ізобарний процес водяної пари

**Ізотермічний процес** (рис.4.11). Внутрішня енергія водяної пари в процесі  $T = const$  не залишається постійною (як в ідеальному газі), оскільки змінюється її потенційна складова. Величина знаходиться за формулою (4.32).

Кількість теплоти, що бере участь в ізотермічному процесі, визначається:

$$q = T(s_2 - s_1). \quad (4.36)$$

Зовнішня робота визначається з першого закону термодинаміки:

$$l = q - \Delta u. \quad (4.37)$$

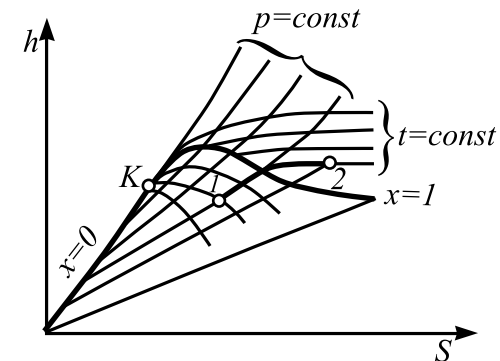


Рис. 4.11. Ізотермічний процес водяної пари

**Адіабатний процес** (рис. 4.12). При адіабатному розширенні тиск і температура пари зменшуються, і перегріта пара стає спочатку сухою, а потім вологою. Робота адіабатного процесу визначається виразом

$$l = -\Delta u = u_1 - u_2 = (h_1 - p_1 v_1) - (h_2 - p_2 v_2). \quad (4.38)$$

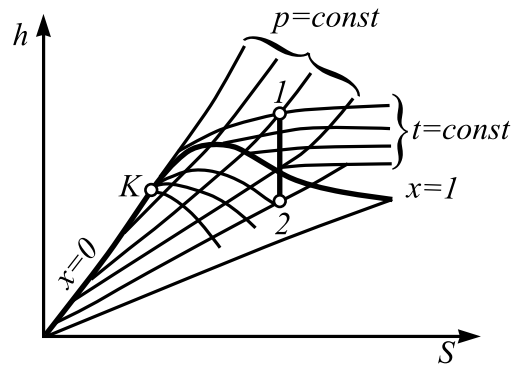


Рис. 4.12. Адіабатний процес водяної пари

### Рішення типових прикладів до тем 3 і 4

#### Приклад 4.1

Дано:  
 $V = 0,6 \text{ м}^3$   
 $P = 0,5 \text{ МПа} = 0,5 \cdot 10^6 \text{ Па}$   
 $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $\mu c_v = 20,93 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$   
 $Q = -105 \text{ кДж}$   
 $\mu_g \approx 29 \text{ кг} / \text{кмоль}$   
 $R_g = 287 \text{ Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$   
 $P_2, t_2 - ?$

У закритій посудині ємкістю  $0,6 \text{ м}^3$  міститься повітря при тиску  $0,5 \text{ МПа}$  і температурі  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . У результаті охолодження посудини повітря, що міститься в ній, втрачає  $105 \text{ кДж}$ .

Приймаючи теплоємність повітря постійною, визначити, який тиск і яка температура встановлюються в посудині.

#### Рішення

Користуючись рівнянням стану, визначаємо масу повітря в посудині

$$m = \frac{P_1 V}{R T_1} = \frac{0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,6}{287 \cdot (20 + 273)} = 3,57 \text{ кг.}$$

Кількість теплоти, що відводиться від повітря в процесі, визначається рівнянням

$$Q = m c_v (t_2 - t_1).$$

Звідси

$$t_2 = \frac{Q}{m \cdot c_v} + t_1 = \frac{-105}{3,57 \cdot 0,72} + 20 = -20,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Значення  $c_v = 0,72 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$  отримане з виразу  $c_v = \frac{\mu c_v}{\mu} = \frac{20,93}{29}$  (для двох атомних газів).

Зі співвідношення параметрів в ізохорному процесі маємо

$$P_2 = P_1 \frac{T_2}{T_1} = 0,5 \frac{273 - 20,8}{293} = 0,43 \text{ МПа}$$

#### Приклад 4.2

Дано:  
 $P = 0,5 \text{ МПа} = 0,5 \cdot 10^6 \text{ Па}$   
 $V = 400 \text{ л} = 0,4 \text{ м}^3$   
 $t_1 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $t_2 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $R = 287 \text{ Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$   
 $Q_p, V_2, \Delta U, L - ?$

У циліндрі знаходиться повітря при тиску  $0,5 \text{ МПа}$  і температурі  $400 \text{ }^\circ\text{C}$ . Від повітря віднімається теплота при постійному тиску таким чином, що в кінці процесу встановлюється температура  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ . Об'єм циліндра, в якому знаходиться повітря, рівний  $400 \text{ л}$ .

Визначити кількість теплоти, відведеної від газу, кінцевий об'єм, зміну внутрішньої енергії і роботу, витрачену на стиск. Залежність теплоємності від температури вважати за нелінійну.

Залежність теплоємності від температури вважати за нелінійну.

#### Рішення

Кількість теплоти, відведеної від газу, визначимо за формулою

$$Q_p = m c_{pm} \int_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1).$$

Масу повітря визначаємо з рівняння стану

$$m = \frac{P V_1}{R T_1} = \frac{0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,4}{287 \cdot (400 + 273)} = 1,035 \text{ кг.}$$

З табл. Д1 при постійному тиску знаходимо

$$c_{pm} \Big|_{400}^0 = 1,0283 \cdot (0 - 400) = -425,72 \text{ кДж.}$$

З відношення параметрів в ізобарному процесі маємо

$$V_2 = V_1 \frac{T_2}{T_1} = 0,4 \frac{273}{(400 + 273)} = 0,16 \text{ м}^3.$$

Зміна внутрішньої енергії

$$\Delta U m c_{vm} = (t_2 - t_1).$$

Користуючись табл. Д2 при постійному об'ємі, знаходимо

$$c_{vm} \Big|_{400}^0 = 0,7415 \cdot (0 - 400) = -307 \text{ кДж.}$$

Отже,

$$\Delta U = 1,035 \cdot 0,7415 \cdot (0 - 400) = -307 \text{ кДж.}$$

Робота, витрачена на стиск,

$$L = P(V_2 - V_1) = 0,5 \cdot 10^3 \cdot (0,16 - 0,4) = -120 \text{ Дж.}$$

Приклад 4.3

Дано:  
 $m = 10$  кг  
 $P_1 = 0,12$  МПа =  $0,12 \cdot 10^6$  Па  
 $t_1 = t_2 = 30$  °С  
 $V_1 = 2,5 V_2$   
 $R = 287$  Дж / (кг · К)  
 $V_1, V_2, P_2, Q, L, \Delta U - ?$

10 кг повітря при тиску 0,12 МПа і температурі 30 °С стискають ізотермічно; при цьому в результаті стиску об'єм зменшується в 2,5 рази.

Визначити початковий і кінцевий об'єм, кінцевий тиск, кількість теплоти, роботу і зміну внутрішньої енергії.

Рішення

Початковий об'єм визначається з рівняння стану

$$V_1 = \frac{mRT}{P_1} = \frac{10 \cdot 287 \cdot (30 + 273)}{0,12 \cdot 10^6} = 7,25 \text{ м}^3.$$

По умові об'єм зменшується, отже,

$$V_2 = V_1 / 2,5 = 7,25 / 2,5 = 2,9 \text{ м}^3.$$

Із співвідношення параметрів в ізотермічному процесі маємо

$$P_2 = P_1 \frac{V_1}{V_2} = 0,12 \cdot 2,5 = 0,3 \text{ МПа}.$$

Кількість теплоти і роботу визначаємо за формулою

$$Q = L = mRT \ln \frac{V_2}{V_1} = 10 \cdot 0,287 \cdot (30 + 273) \cdot \ln \frac{1}{2,5} = -797 \text{ кДж}.$$

Зміна внутрішньої енергії

$$\Delta U = 0, \text{ оскільки } \Delta t = 0 (t = \text{const}).$$

Приклад 4.4

Дано:  
 $t_1 = 70$  °С  
 $t_2 = 650 - 200 = 450$  °С  
 $k = 1,37$   
 $R = 314$  кДж / (кг · К)  
 $\varepsilon, l - ?$

У газовому двигуні 1 кг суміші газу і повітря адіабатно стискається так, що до кінця стиску її температура виявляється на 200 °С нижче за температуру самозаймання суміші, рівної 650 °С. На початку стиску температура 70 °С. Показник адиабати прийняти рівним 1,37; газову сталу суміші – 314 Дж/(кг · К).

Рішення

Визначити роботу стиску і ступінь стиску  $\varepsilon = V_1 / V_2$ .

Із співвідношення параметрів в адіабатному процесі маємо

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{k-1}} = \left( \frac{450 + 273}{70 + 273} \right)^{\frac{1}{1,36-1}} = 7,92.$$

Робота стиску може бути знайдена за формулою

$$l = \frac{R}{k-1} (t_1 - t_2) = \frac{0,314}{1,36-1} (70 - 450) = -331,4 \text{ кДж / кг}.$$

Приклад 4.5

Дано:  
 $P_1 = 0,5$  МПа =  $0,5 \cdot 10^6$  Па  
 $P_2 = 0,1$  МПа =  $0,1 \cdot 10^6$  Па  
 $t_1 = 111$  °С  
 $n = 1,2$   
 $k = 1,4$   
 $R = 287$  Дж / (кг · К)  
 $c_v = 0,72$  кДж / (кг · К)  
 $v_2, T_2, \Delta u, l, q - ?$

1 кг повітря при тиску 0,5 МПа і температурі 111 °С розширюється політропно до тиску 0,1 МПа.

Визначити кінцевий стан повітря, зміну внутрішньої енергії, кількість підведеної теплоти і отриману роботу, якщо показник політропи  $n = 1,2$ .

Рішення

Визначаємо початковий об'єм повітря:

$$v_1 = \frac{RT}{P_1} = \frac{287 \cdot (111 + 273)}{0,5 \cdot 10^6} = 0,22 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Із співвідношення параметрів в політропному процесі маємо

$$v_2 = v_1 \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} = 0,22 \left( \frac{0,5}{0,1} \right)^{\frac{1}{1,2}} = 0,84 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Кінцеву температуру можна отримати з рівняння стану

$$T_2 = \frac{P_2 v_2}{R} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,84}{287} = 293 \text{ К}.$$

Величину роботи знаходимо за формулою

$$l = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{0,287}{1,2-1} (384 - 293) = 130,6 \text{ кДж / кг}.$$

Зміна внутрішньої енергії

$$\Delta u = c_v (T_2 - T_1) = 0,72 (293 - 384) = -65,5 \text{ кДж / кг}$$

Кількість теплоти, підведеної повітрю

$$q = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) = 0,72 \frac{1,2-1,4}{1,2-1} (293 - 384) = -65,5 \text{ кДж / кг}.$$

Отримані результати можна перевірити, використовуючи аналітичний вираз першого закону термодинаміки

$$q = \Delta u + l = 130,6 - 65,5 = 65,1 \text{ кДж / кг}.$$

Приклад 4.6

Дано:  
 $v = 10 \text{ м}^3$   
 $x_1 = 0,95$   
 $t_2 = 360 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $\Delta u, q - ?$

1 кг вологої пари з параметрами  $v_2 = 10 \text{ м}^3 / \text{кг}$  і  $x_1 = 0,95$  ізохорно нагрівається до температури  $360 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 4.9).

Знайти, користуючись  $h,s$ -діаграмою, зміну внутрішньої енергії і кількість підведеної теплоти.

Рішення

На  $h,s$ -діаграмі (дивися додатки) знаходимо точку перетину ізохори з лінією постійного ступеня сухості (точка 1). По лінії піднімаємося в область перегрітої пари (вище за лінію) до перетину з ізотермою (точка 2) і знаходимо параметри:

$$P_1 = 14 \text{ кПа}; P_2 = 30 \text{ кПа}; h_1 = 2480 \text{ кДж / кг}; h_2 = 3200 \text{ кДж / кг}.$$

Тоді, враховуючи, що  $u = h - Pv$ , отримуємо

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (h_2 - P_2 v) - (h_1 - P_1 v) = (3200 - 30 \cdot 10) - (2480 - 14 \cdot 10) = 560 \text{ кДж / кг}.$$

В ізохорному процесі робота розширення  $l = 0$ , отже,

$$q = \Delta u = 560 \text{ кДж / кг}.$$

Приклад 4.7

Дано:  
 $P_1 = 30 \text{ кПа}$   
 $x_1 = 0,95$   
 $v_2 = 10 \text{ м}^3 / \text{кг}$   
 $\Delta u, l, q - ?$

1 кг вологої пари з параметрами  $P_1 = 30 \text{ кПа}$  і  $x_1 = 0,95$  ізобарно розширюється до питомого об'єму  $v_2 = 10 \text{ м}^3 / \text{кг}$  (дивися рис. 4.10).

Знайти, користуючись  $h,s$ -діаграмою, зміну внутрішньої енергії, роботу і кількість підведеної теплоти.

Рішення

На  $h,s$ -діаграмі (дивися додатки) знаходимо точку перетину ізобари  $P_1 = 30 \text{ кПа}$  з лінією постійного ступеня сухості  $x_1 = 0,95$  (точка 1). По лінії  $P = const$  піднімаємося до перетину з ізохорою  $v_2 = 10 \text{ м}^3 / \text{кг}$  (точка 2) і знаходимо параметри:

$$v_1 = 5 \text{ м}^3 / \text{кг}; h_1 = 2500 \text{ кДж / кг}; h_2 = 3200 \text{ кДж / кг}.$$

Зміна внутрішньої енергії

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (h_2 - P v_2) - (h_1 - P v_1) = (3200 - 30 \cdot 10) - (2500 - 30 \cdot 10) = 550 \text{ кДж / кг}.$$

Робота процесу визначається за формулою

$$l = P(v_2 - v_1) = 30(10 - 5) = 150 \text{ кДж / кг}.$$

Підведена в процесі теплота дорівнює різниці ентальпій:

$$q = h_2 - h_1 = 3200 - 2500 = 700 \text{ кДж / кг}$$

або

$$q = \Delta u + l = 550 + 150 = 700 \text{ кДж / кг}.$$

Приклад 4.8

Дано:  
 $P_1 = 800 \text{ кПа}$   
 $x_1 = 0,9$   
 $P_2 = 80 \text{ кПа}$   
 $\Delta u, l, q - ?$

1 кг вологої пари при  $P_1 = 800 \text{ кПа}$  і  $x_1 = 0,9$  ізотермічно розширюється (рис. 4.11) до  $P_2 = 80 \text{ кПа}$ .

Визначити, користуючись  $h,s$ -діаграмою, кількість підведеної теплоти, зміну внутрішньої енергії і роботу розширення.

Рішення

На  $h,s$ -діаграмі знаходимо точку перетину ізобари  $P_1 = 800 \text{ кПа}$  з лінією постійного ступеня сухості  $x_1 = 0,9$  (точка 1). По лінії  $P_2 = 80 \text{ кПа}$  ( $t_1 = const$ ) піднімаємося до верхньої граничної кривої ( $x = 1$ ), потім по ізотермі  $t_1 = const$ , яка повертає, рухаємося до перетину з ізобарою  $P_2 = 80 \text{ кПа}$  (точка 2) і знаходимо параметри:

$$v_1 = 0,22 \text{ м}^3 / \text{кг}; v_2 = \text{м}^3 / \text{кг}; t_1 = t_2 = 170 \text{ }^\circ\text{C}; h_1 = 2560 \text{ кДж / кг};$$

$$h_2 = 2820 \text{ кДж / кг}; s_1 = 6,2 \text{ Дж / (кг} \cdot \text{K)}; s_2 = 7,8 \text{ Дж / (кг} \cdot \text{K)}.$$

Зміна внутрішньої енергії

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (h_2 - P_2 v_2) - (h_1 - P_1 v_1) = (2820 - 80 \cdot 3,4) - (2560 - 800 \cdot 0,22) = 409 \text{ кДж / кг}.$$

Кількість підведеної теплоти

$$q = T(s_2 - s_1) = (170 + 273) \cdot (7,8 - 6,2) = 708,8 \text{ кДж / кг}.$$

Роботу розширення визначаємо з першого закону термодинаміки:

$$l = q - \Delta u = 708,8 - 409 = 299,8 \text{ кДж / кг}.$$

Приклад 4.9

Дано:  
 $P_1 = 3000 \text{ кПа}$   
 $t_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $P_2 = 50 \text{ кПа}$   
 $x_2, \Delta u, l - ?$

1 кг перегрітої пари розширюється адіабатно від початкових параметрів  $P_1 = 3000 \text{ кПа}$  і  $t_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$  до  $P_2 = 50 \text{ кПа}$  (рис. 4.12).

Знайти, користуючись  $h,s$ -діаграмою, значення ступеня сухості пари в кінці процесу розширення, зміну внутрішньої енергії і роботу розширення.

Рішення

На  $h,s$ -діаграмі знаходимо точку перетину ізобари  $P_1 = 3000 \text{ кПа}$  з ізотермою  $t_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$  (точка 1). Оборотний адіабатний процес протікає при постійній ентропії, тобто ізентропно.

По лінії  $s = const$  опускаємося до перетину з лінією ізобари  $P_2 = 50 \text{ кПа}$  (точка 2) і знаходимо параметри:

$$v_1 = 0,08 \text{ м}^3 / \text{кг}; v_2 = 2,8 \text{ м}^3 / \text{кг}; x_2 = 0,84; h_1 = 2990 \text{ кДж} / \text{кг};$$

$$h_2 = 2270 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Зміна внутрішньої енергії

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (h_2 - P_2 v_2) - (h_1 - P_1 v_1) = (2270 - 0,05 \cdot 10^3 \cdot 2,8) - (2990 - 3 \cdot 10^3 \cdot 0,08) = 620 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

У адиабатному процесі  $q = 0$ , отже

$$l = -\Delta u = 620 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

### Приклади для самостійного рішення до тем 3 і 4

#### Приклад 4.10

Посудина ємністю 90 л містить повітря при тиску 0,8 МПа і температурі 30 °С.

Визначити кількість теплоти, яку необхідно надати повітрю, щоб підвищити його тиск до 1,6 МПа. Прийняти залежність  $c = f(t)$  нелінійною.

$$\text{Відповідь: } Q_v = 184,8 \text{ кДж}.$$

#### Приклад 4.11

0,2 м<sup>3</sup> повітря з початковою температурою 18 °С підігрівають в циліндрі діаметром 0,5 м при постійному тиску 0,2 МПа до температури 200 °С.

Визначити роботу розширення, переміщення поршня і кількість витраченої теплоти, не враховуючи залежність теплоємності від температури.

$$\text{Відповідь: } L = 25,07 \text{ кДж}; h = 0,64 \text{ м}; Q_p = 87,36 \text{ кДж}.$$

#### Приклад 4.12

0,5 м<sup>3</sup> кисню при тиску 1 МПа і температурі 30 °С стискується ізотермічно до об'єму в 5 разів менше від початкового.

Визначити об'єм і тиск кисню після стиску, роботу, витрачену на стиск, і кількість відведеної від газу теплоти.

$$\text{Відповідь: } P_2 = 5 \text{ МПа}; V_2 = 0,1 \text{ м}^3; L = Q = -805 \text{ кДж}.$$

#### Приклад 4.13

Робота, витрачена на адиабатний стиск 3 кг повітря, складає 471 кДж. Початкова температура повітря 15 °С.

Визначити кінцеву температуру і зміну внутрішньої енергії.

$$\text{Відповідь: } t_2 = 234 \text{ °С}; \Delta U = 471 \text{ кДж}.$$

#### Приклад 4.14

У газовому двигуні політропно стискується 1 кг горючої суміші до температури 450 °С. Початкова температура - 80 °С. Показник політропи  $n = 1,35$ .

Знайти роботу, витрачену на стиск і ступінь стиску.

$$\text{Відповідь: } l = -360 \text{ кДж} / \text{кг}; \varepsilon = 7,82.$$

#### Приклад 4.15

Визначити, користуючись  $h,s$ -діаграмою, кількість теплоти, яку треба надати 1 кг водяної пари, питомий об'єм якої  $v = 5 \text{ м}^3 / \text{кг}$ , ступінь сухості  $x_1 = 0,89$ , щоб при  $v = const$  підвищити її температуру до  $t_2 = 400 \text{ °С}$ .

$$\text{Відповідь: } q = 780 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

#### Приклад 4.16

1 кг водяної пари при  $P = 1000 \text{ кПа}$  і  $t_1 = 240 \text{ °С}$  нагрівається при постійному тиску до  $t_2 = 320 \text{ °С}$ .

Визначити витрачену кількість теплоти, роботу розширення і зміну внутрішньої енергії пари, користуючись  $h,s$ -діаграмою.

$$\text{Відповідь: } q = 173 \text{ кДж} / \text{кг}; l = 40,3 \text{ кДж} / \text{кг}; \Delta u = 132,7 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

#### Приклад 4.17

1 кг вологої пари при  $P_1 = 1000 \text{ кПа}$  і  $x_1 = 240$  ізотермічно розширюється до  $P_2 = 100 \text{ кПа}$ .

Визначити, користуючись  $h,s$ -діаграмою, кількість підведеної теплоти, зміну внутрішньої енергії і роботу розширення.

$$\text{Відповідь: } \Delta u = 360 \text{ кДж} / \text{кг}; l = 469 \text{ кДж} / \text{кг}; q = 829 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

#### Приклад 4.18

Перегріта пара з початковим тиском  $P_1 = 1000 \text{ кПа}$  і температурою  $t_1 = 300 \text{ °С}$  розширюється адиабатно до тиску  $P_2 = 4 \text{ кПа}$ .

Визначити роботу розширення 1 кг пари і його ступінь сухості в кінці процесу розширення.

$$\text{Відповідь: } l = 840 \text{ кДж} / \text{кг}; x_2 = 0,787.$$

## Питання для самопідготовки до тем 3 і 4

1. Яка функція називається ентропією?
2. Що зображує площа під кривою в  $T,s$ -діаграмі?
3. Формулювання другого закону термодинаміки.
4. Що називається термічним ККД?
5. Незворотний цикл Карно, його термічний ККД.
6. Узагальнений (регенеративний) цикл Карно.
7. Зворотний цикл Карно, його холодильний коефіцієнт.
8. Аналітичний вираз другого закону термодинаміки в оборотних і незворотних процесах.
9. Дати визначення основних термодинамічних процесів.
10. Як графічно зображаються в  $p,v$ - і  $T,s$ -діаграмах ізохора, ізобара, ізотерма і адіабата?
11. Написати рівняння основних процесів і формули співвідношень між параметрами  $P$ ,  $V$  і  $T$ .
12. Як визначається робота деформації для кожного процесу?
13. Як визначається кількість тепла, що бере участь у процесах? Довести, що в ізобарному процесі теплота дорівнює зміні ентальпії.
14. Який процес називається політропним і в яких межах міняється показник політропи?
15. За якими рівняннями обчислюється зміна 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. Зобразити  $p,v$ -діаграму водяної пари і дати визначення верхньої і нижньої граничної кривої, критичної точки, потрійної точки.
20. Як визначаються параметри вологої насиченої пари?
21.  $T,s$ -діаграма водяної пари.
22.  $h,s$ -діаграма водяної пари.
23. Представити основні процеси водяної пари (ізохорний, ізобарний, ізотермічний, адіабатичний) в  $h,s$ -діаграмі.

## Тема 5. Особливості термодинаміки відкритих систем

### 5.1. Рівняння першого закону термодинаміки для потоку

Під відкритими розуміються термодинамічні системи, які крім обміну теплотою і роботою з навколишнім середовищем допускають також 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.

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

$$m = fc / v = const \quad (5.1)$$

де  $f$  – площа поперечного перетину каналу;  $c$  – швидкість робочого тіла;  $v$  – питомий об'єм.

Розглянемо термодинамічну систему, представлену схематично на рис. 5.1. По трубопроводу 1 робоче тіло з параметрами  $T_1, p_1, v_1$  подається з 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  $l_{TEH}$ . Наприклад, привівши в рух ротор турбіни, через вихлопний патрубок 3 видаляється робоче тіло з швидкістю  $c_2$ , маючи параметри  $T_2, p_2, v_2$ .

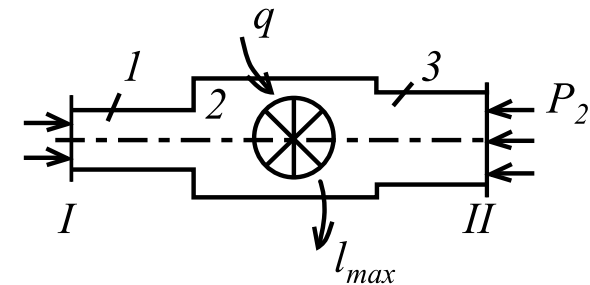


Рис. 5.1. Відкрита термодинамічна система

Якщо в потоці умовно виділити замкнутий 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 записі:

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

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

Внутрішня енергія є функцією стану робочого тіла, тому значення  $u_1$  визначається 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, компресори і 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 вийти 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. Остаточню

$$l = l_{TEX} + (p_2 v_2 - p_1 v_1) + (c_2^2 / 2 - c_1^2 / 2) + l_{TP}. \quad (5.2)$$

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

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

Нехай лінія 12 в  $p, v$ -діаграмі (рис. 5.2) зображує процес розширення робочого тіла в агрегаті. Тоді площа  $a12b$  є роботою розширення, площа  $oC1a$  – роботою заштовхування, а площа  $o d 2 b$  – роботою виштовхування. Заштрихована площа в ідеальному процесі без

тертя зображає технічну роботу.

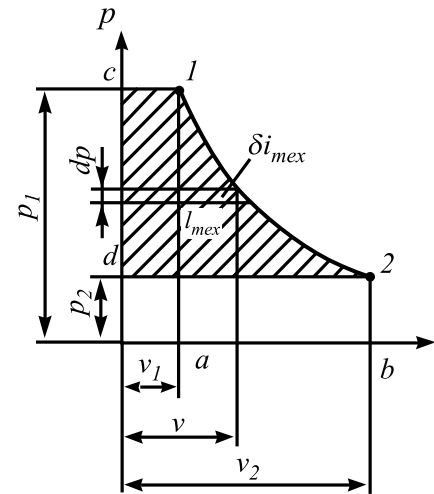


Рис. 5.2. Зображення технічної роботи в  $p, v$ - координатах

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:

$$q = q_{ЗОВНІ} + q_{TP}.$$

Поставивши здобуте значення  $q$  і  $l$  в рівняння першого закону термодинаміки, отримуємо:

$$q_{ЗОВНІ} + q_{TP} = u_2 - u_1 + l_{TEX} + p_2 v_2 - p_1 v_1 + c_2^2 / 2 - c_1^2 / 2 + l_{TP}.$$

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

$$q_{ЗОВНІ} = h_2 - h_1 + l_{TEX} + (c_2^2 - c_1^2) / 2 \quad (5.3)$$

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 (5.3) записується у вигляді

$$\delta q_{ЗОВНІ} = dh + \delta l_{TEX} + d(c^2 / 2). \quad (5.4)$$

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

Застосуємо перший закон термодинаміки до різних типів тепло-механічного обладнання.

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



$$q_{ЗОВНИ} = h_2 - h_1. \quad (5.5)$$

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

$$l_{ТЕХ} = h_2 - h_1. \quad (5.6)$$

Інтегруючи рівняння (2.31) від  $p_1$  до  $p_2$  і від  $h_1$  до  $h_2$  для випадку, коли  $q_{ЗОВНИ} = 0$ , отримуємо:

$$-\int_{p_1}^{p_2} v dp = h_1 - h_2. \quad (5.7)$$

Порівнюючи вирази (5.6) і (5.7), приходимо до висновку, що

$$l_{ТЕХ} = \int_{p_1}^{p_2} v dp; \quad \delta l_{ТЕХ} = v dp. \quad (5.8)$$

Це відповідає зображенню технічної роботи на рис. 5.2.

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

$$l_{ТЕХ} = h_1 - h_2. \quad (5.9)$$

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 (5.4) приводиться до вигляду

$$\delta q_{ТЕХ} = dh + d(c^2 / 2).$$

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

$$\delta q_{ТЕХ} = dh + v dp.$$

Прирівнявши праві частини двох останніх рівнянь, отримуємо:

$$c dc = -v dp. \quad (5.10)$$

З (5.10) випливає, що  $dc$  і  $dp$  завжди мають протилежні знаки. Отже, збільшення швидкості течії в каналі ( $dc > 0$ ) можливо лише при зменшенні тиску в ньому ( $dp < 0$ ). Навпаки, гальмування потоку ( $dc < 0$ ) супроводжується збільшенням тиску ( $dp > 0$ ).

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

Оскільки довжина сопла і дифузора невелика, а швидкість перебігу середовища в них досить висока, то теплообмін між стінками каналу і середовищем при замалому часі їхнього проходження настільки незначний, що в більшості випадків ним можна нехтувати і вважати процес витікання адіабатним ( $d_{ЗОВНИ} = 0$ ). При цьому рівняння (5.3) набуває вигляд:

$$(c_2^2 - c_1^2) / 2 = h_1 - h_2. \quad (5.11)$$

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

## 5.2. Витікання з 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  $c_1$ , вважатимемо, що тиск газу на виході з сопла  $p_2$  дорівнює тиску середовища, в яке витікає газ.

Розрахунок сопла зводиться до визначення швидкості і витрати газу на виході з нього, знаходженню площі поперечного перерізу і правильного вибору його форми.

**Швидкість витікання** відповідно до рівняння (5.11)

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + c_1^2}. \quad (5.12)$$

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

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)} = \sqrt{2\Delta h_0}, \quad (5.13)$$

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

Для ідеального газу зміна внутрішньої енергії в адіабатному процесі  $u_1 - u_2 = l$  обчислюється за формулою 4.20, тому

$$\Delta h_0 = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) + (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{k}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (5.14)$$

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 (4.16)

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

$$c_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 v_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (5.15)$$

Масова витрата газу  $m^*$  через сопло звично визначається в кг/с і знаходиться із співвідношення

$$m^* = f c_2 / v_2, \quad (5.16)$$

де  $f$  – площа вихідного перерізу сопла.

Скориставшись виразами (5.16) і (5.15), отримуємо:

$$m^* = f \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (5.17)$$

З виразу (5.17) випливає, що масова секундна витрата ідеального газу при витіканні з великого резервуару залежить від площі вихідного перерізу сопла, властивостей і початкових параметрів газу ( $k$ ,  $p_1$ ,  $v_1$ ) і ступеня його розширення (тобто тиску  $p_2$  газу на виході).

По рівнянню (5.17) побудована крива  $IK0$  (рис. 5.3).

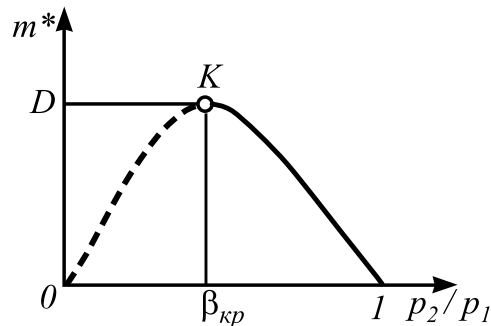


Рис. 5.3. Залежність масової витрати газу через сопло від відношення

При  $p_2 = p_1$  витрата, природно, дорівнює нулю. Із зменшенням тиску середовища  $p_2$  витрата газу збільшується і досягає максимального значення при  $p_2 / p_1 = \beta_{кр}$ . При подальшому зменшенні відношення  $p_2 / p_1$ , значення, розраховане за формулою 5.17, 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  $KD$ ).

Для того щоб пояснити цю розбіжність теорії з експериментом, А. Сен-Венан у 1839 р. висунув гіпотезу про те, що в соплі, що звузиться, 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 з сопла залишається постійним і рівним  $p_{кр}$ .

Для відшукування максимуму функції

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

при  $p_1 = const$  відповідного значенню  $\beta_{кр}$ , візьмо 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

$$\beta_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_1} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (5.18)$$

тобто відношення критичного тиску на виході  $p_2 = p_{кр}$  до тиску перед соплом  $p_1$  є величина постійна, залежна тільки від показника адиабати, 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  $\beta_{кр} \approx 0,5$ .

**Критична швидкість** встановлюється в меншому перетині сопла при витіканні в навколишнє середовище з тиском, рівним або нижче критичного. Її можна визначити з рівняння 5.15, підставивши в нього замість відношення  $p_2 / p_1$  значення  $\beta_{кр}$ :

$$c_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} p_1 v_1} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT_1}. \quad (5.19)$$

Величина критичної швидкості визначається фізичними властивостями і початковими параметрами газу.

З рівняння адиабати 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 (5.18), отримуємо:

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

Підставляючи звідси значення  $v_1$ , а з 5.18 – значення  $p_1$  у формулу 5.19, отримуємо:

$$c_{кр} = \sqrt{k p_{кр} v_{кр}}$$

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

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 5.17, якщо в нього підставити

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

Тоді

$$m_{кр}^* = f_{min} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}} \quad (5.20)$$

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

**Сопло Лавалю.** Щоб отримати за соплом надзвукову швидкість, потрібно мати за ним тиск, менше критичного. В цьому випадку сопло необхідно скласти з двох частин: 1 – що звужується  $c < a$ , і 2 – що 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. 5.4). Зараз сопла Лавалю застосовують у реактивних двигунах літаків і ракет.

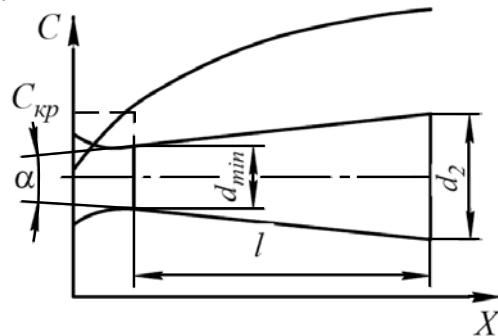


Рис. 5.4. Сопло Лавалю

При витіканні газу з такого сопла в простір з тиском, менше критичного, в найвужчому перерізі сопла встановлюються критичний тиск і швидкість. У насадці, що розширюється, відбувається подальше збільшення швидкості і відповідно падіння тиску газу, що зменшується 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  $P_2$ ,  $a$  – кут конусності сопла Лавалю і масова витрата через сопло  $m^*$ .

Розрахунок сопла Лавалю 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

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

визначаємо  $f_{min}$  і  $f_2$ .

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

$$l = \frac{d_2 - d_{min}}{2 \operatorname{tg} \alpha / 2} \quad (5.21)$$

Кут конусності сопла Лавалю  $\alpha$  вибирається в межах від  $8^\circ$  до  $12^\circ$ . При більших кутах конусності можливий відрив потоку від стінок сопла, при цьому різко ростуть втрати на вихроутворення. При менших кутах зростає довжина сопла, а отже, і втрати на тертя.

### 5.3. 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 протікає при постійній ентропії і зображується на  $h,s$ -діаграмі вертикальною прямою  $l2$  (рис. 5.5).

Швидкість витікання розраховується за формулою 5.13:

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

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

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

$$c = 44,7\sqrt{h_1 - h_2}. \quad (5.22)$$

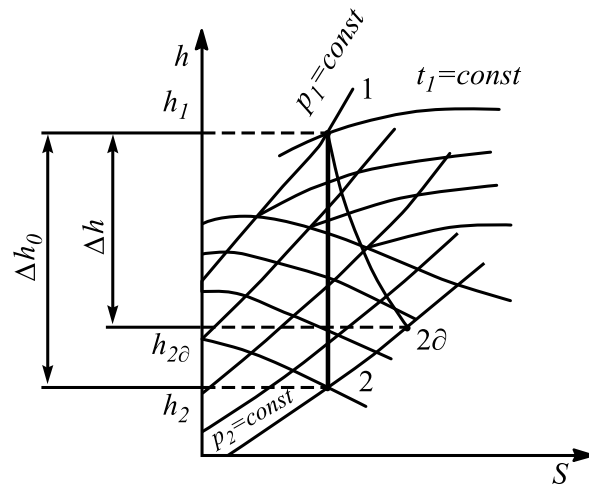


Рис. 5.5. Процеси зворотного і незворотного розширення пари в соплі

Для визначення критичної швидкості (або критичного тиску) по  $h,s$ - діаграмі скористаємося методом послідовних наближень, який полягає в наступному.

Задавши у першому наближенні значенням  $k = 1,3$ , із співвідношення (5.18) знайдемо  $p_{кр}$ . Потім по відомих  $p_{кр}$  і  $s_{кр} = s_1$  визначимо питомий об'єм  $v_{кр}$  по  $h,s$ -діаграмі. Далі із співвідношення для адиабатного процесу

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

знайдемо нове значення  $k$  (друге наближення), по якому знову визначимо  $p_{кр}$ , і так далі. Обчислення закінчуємо, коли значення  $p_{кр}$ , за яким визначається  $k$ , співпадає з його значенням, обчисленим за формулою 5.18.

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

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

На рис. 5.5 незворотний процес адиабатного розширення пари зображений умовно штриховою лінією  $l2\delta$ . При тому ж перепаді тиску  $p_1 - p_2$  різниця ентальпій  $h_1 - h_2 = \Delta h$ , що спрацьовує, виходить менше, ніж  $\Delta h_0$ , внаслідок чого зменшується і швидкість витікання  $c_{2\delta}$ :

$$c_{2\delta} = 44,7\varphi_c\sqrt{\Delta h_0}. \quad (5.23)$$

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

## 5.4. Дроселювання газів і пари

Якщо на шляху руху газу або пари є різке місцеве звуження, наприклад, прикритий вентиль, засувка, клапан і 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.

Процес дроселювання протікає таким чином. При проходженні через звуження тиск падає і в найвужчому місці потоку (рис. 5.6) 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  $P_1$  через те, що 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, внаслідок чого зростають його питомий об'єм і ентропія. Таким чином, дроселювання є незворотним процесом, а у разі відсутності теплообміну із зовнішнім середовищем – також і адиабатним процесом. Досвід і розрахунки показують, що приблизно можна рахувати рівність швидкостей у перетинах 1-1 і 2-2 ( $c_1 \approx c_2$ ), тобто можна нехтувати зміною кінетичної енергії. Тоді, розглядаючи адиабатне дроселювання, з рівняння першого закону термодинаміки випливає, що  $dh = 0$ , отже,  $h = const$ , тобто ентальпія робочого тіла після дроселювання дорівнює ентальпії до дроселювання ( $h_2 - h_1$ ).

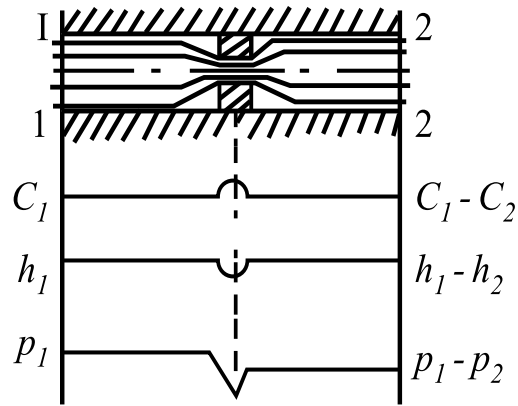


Рис. 5.6. Зміна параметрів рідини при дроселюванні

Для ідеальних газів маємо:

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

Але при дроселюванні  $h_2 - h = 0$ , 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.

## 5.5. Термодинамічний аналіз процесів у компресорах

**Процеси стиску в ідеальному компресорі.** Компресором називається пристрій, призначений для стиску газів.

Принцип дії поршневого компресора такий (рис. 5.7): 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 стискується 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.

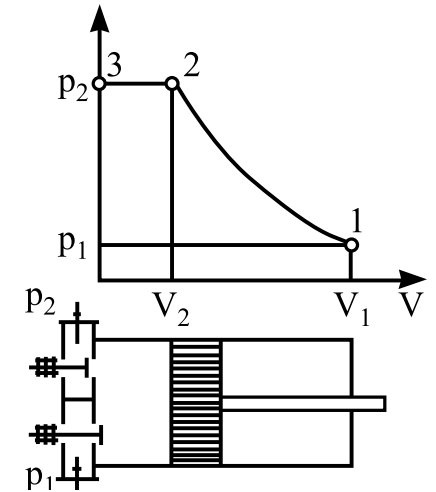


Рис. 5.7. Індикаторна діаграма ідеального поршневого компресора

На стиск і переміщення кілограма газу витрачається робота ( $-I_{mex}$ ), яку проводить двигун, що обертає вал компресора. Позначимо її через  $l_k (l_k = -I_{mex})$ . З (5.8) випливає, що

$$l_k = \int_{p_1}^{p_2} v dp. \quad (5.24)$$

На індикаторній діаграмі  $l_k$  зображується площею 4321.

Технічна робота, що витрачається в компресорі, залежить від характеру процесу стиску. На рис. 5.8. зображені 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.

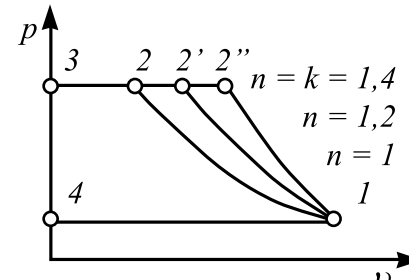


Рис. 5.8. Порівняння роботи адіабатного, ізотермічного і політропного стисків

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  $n = 1,18 \dots 1,2$ , оскільки досягти значення  $n = 1$  не вдається.

Теоретична робота на привід ідеального компресора, всі процеси в якому зворотні, обчислюється по співвідношенню (5.24). З рівняння політропи (4.22) випливає, що

$$v = (p_1 / p)^{1/n} v_1$$

$$l_k = \int_{p_1}^{p_2} \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{n}} v_1 dp = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (5.25)$$

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

$$N_0 = m^* \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (5.26)$$

**Багатоступінчатий стиск.** Для отримання газу високого тиску застосовують багатоступінчаті компресори (рис. 5.9), в яких процес стиску здійснюється в декількох послідовно сполучених циліндрах з проміжним охолодженням газу після кожного стиску.

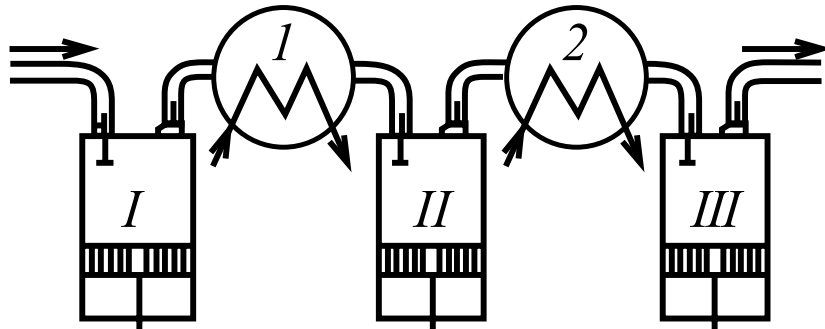


Рис. 5.9. Схема багатоступінчатого компресора:  
I ...III – ступені стиску; 1,2 – проміжні холодильники

Індикаторна діаграма триступінчатого компресора зображена на рис. 5.10. У першому ступені компресора газ стискується по полі-

тропі 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 в другий ступінь 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  $p_2$ .

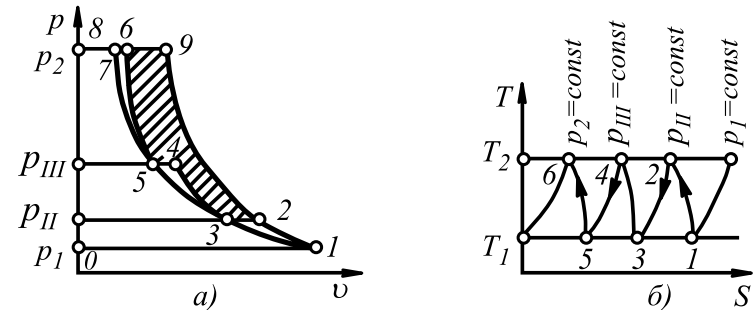


Рис. 5.10. Індикаторна діаграма триступінчатого компресора (а) і зображення процесу стиску в  $T, s$ -діаграмі (б)

Якби процес стиску здійснювався по ізотермі 1357, то робота стиску була б мінімальна. При стиску в одноступінчатому компресорі по лінії 19 величина роботи визначалася б площею 0198. Робота триступінчатого компресора визначається площею 01234568. Заштрихована площа показує виграв у технічній роботі від застосування триступінчатого 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 5.25.

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:

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

де  $l_{ad}$  – робота при рівноважному адіабатному стиску, обчислена по рівнянню 5.25 при  $n = k$ ;  $l_k$  – робота, витрачена в реальному компресорі при стиску 1 кг газу. Для характеристики охолоджуваних компресорів використовують ізотермічний ККД:

$$\eta_{из} = \frac{l_{из}}{l_k},$$

де  $l_{из}$  – робота зворотного стиску в ізотермічному процесі, підрахована за формулою 4.13.

## Рішення типових прикладів до теми 5

### Приклад 5.1

Дано:

$$P_1 = 10 \text{ МПа} = 10 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$t_1 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$d = 10 \text{ мм} = 0,01 \text{ м}$$

$$R_B = 287 \text{ Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$$

$$k = 1,4$$

$$c, m^* - ?$$

Повітря із резервуара, з постійним тиском 10 МПа і температурою 15 °С витікає в атмосферу через трубку з внутрішнім діаметром 10 мм.

Знайти швидкість витікання повітря і його масову витрату. Зовнішній тиск прийняти рівним 0,1 МПа. Процес розширення вважати адіабатним.

Рішення

Визначаємо відношення  $\beta = p_2/p_1$ . Воно становить  $\beta = \frac{1}{100}$ , тобто менше від критичного відношення тиску для повітря, що становить  $\beta = 0,528$ . Тому швидкість закінчення буде дорівнювати критичній і визначається за формулою 5.19:

$$c_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT_1} = \sqrt{2 \frac{1,4}{1,4+1} \cdot 287 \cdot (15+273)} = 310,5 \text{ м/с.}$$

Масову витрату знаходимо за формулою 5.20:

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

$$f_{\min} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} = 7,85 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2;$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{287 \cdot (15+273)}{10 \cdot 10^6} = 8,27 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Отже

$$m_{кр}^* = 7,85 \cdot 10^{-5} \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot \frac{10 \cdot 10^6}{8,27 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{2}{1,4+1}\right)^{\frac{2}{1,4-1}}} = 1,87 \text{ кг/с.}$$

### Приклад 5.2

Дано:

$$P_1 = 5 \text{ МПа} = 5 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$P_2 = 4 \text{ МПа} = 4 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$t_1 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$R_{O_2} = 260 \text{ Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$$

$$c, m^* - ?$$

$$f = 20 \text{ мм}^2 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

У резервуарі, заповненому киснем, підтримують тиск 5 МПа. Газ витікає через сопло, що звужується в середовище з тиском 4 МПа. Початкова температура кисню 100 °С.

Визначити теоретичну швидкість витікання і масову витрату, якщо площа вихідного перетину сопла 20 мм<sup>2</sup>. Витікання вважати адіабатним.

Рішення

Відношення тиску складає:

$$\beta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{4}{5} = 0,8 > \beta_{кр} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{кр} = 0,528;$$

отже, швидкість витікання менше від критичної і визначається за формулою (5.15):

$$c_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} = \sqrt{2 \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 260 \cdot (100+273) \cdot \left[1 - \left(\frac{4}{5}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}\right]} = 205 \text{ м/с.}$$

Масову витрату повітря знайдемо за формулою 5.17:

$$m_{кр}^* = f \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot \frac{P_1}{v_1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}.$$

З рівняння стану

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{260 \cdot (100+273)}{5 \cdot 10^6} = 1,94 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Решта всіх величин, що входять у формулу 5.17, відомі. Підставляючи їх значення, отримуємо

$$m_{кр}^* = 2 \cdot 10^{-5} \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot \frac{5 \cdot 10^6}{1,94 \cdot 10^{-2}} \cdot \left[ \left( \frac{4}{5} \right)^{\frac{2}{1,4}} - \left( \frac{4}{5} \right)^{\frac{1,4+1}{1,4}} \right]} = 0,175 \text{ кг/с.}$$

### Приклад 5.3

Дано:

$$P_1 = 1 \text{ МПа} = 1 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$P_2 = 0,1 \text{ МПа} = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$t_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$m^* = 4 \text{ кг/с}$$

$$\alpha = 10^\circ$$

$$R = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

$$k = 1,4$$

$$f_{\min}, f_2, l - ?$$

Повітря при тиску 1 МПа і температурі 300 °С витікає з сопла Лавала в середовище з тиском 0,1 МПа. Масова витрата повітря 4 кг/с.

Визначити розміри сопла. Кут конусності частини сопла, що розширюється, прийняти рівним 10°. Розширення повітря в соплі вважати адиабатним.

Рішення

Площу мінімального перетину сопла знаходимо за формулою

$$f_{\min} = \frac{m^* \cdot v_{кр}}{c_{кр}}$$

Питомий об'єм повітря в мінімальному перетині  $v_{кр}$  знаходимо із відношення параметрів адиабатного процесу:

$$\frac{v_{кр}}{v_1} = \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Значення  $v_1$  визначаємо з початкових умов:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{287 \cdot (300 + 273)}{1 \cdot 10^6} = 0,164 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Критичне відношення тиску для повітря

$$\left( \frac{P_2}{P_1} \right)_{кр} = 0,528.$$

Отже, критичний тиск, що встановлюється в мінімальному перетині сопла

$$P_{кр} = 0,528 \cdot P_1 = 0,528 \cdot 1 = 0,528 \text{ МПа;}$$

$$v_{кр} = v_1 \left( \frac{P_1}{P_{кр}} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,164 \left( \frac{1}{0,528} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,259 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Теоретична швидкість повітря  $c_{кр}$  в мінімальному перетині за

формулою 5.19 становить:

$$c_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_1} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 287 \cdot (300 + 273)} = 432 \text{ м/с.}$$

Отже, площа мінімального перетину сопла має бути

$$f_{\min} = \frac{m^* \cdot v_{кр}}{c_{кр}} = \frac{4 \cdot 0,259}{432} = 2400 \text{ мм}^2.$$

Приймаючи перетин сопла круглим, знаходимо діаметр найбільш вузької частини:

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2400}{3,14}} = 55,4 \text{ мм.}$$

Площу вихідного перетину сопла визначаємо за формулою

$$f_2 = \frac{m^* \cdot v_2}{c_2}$$

Питомий об'єм повітря у вихідному перетині:

$$v_2 = v_1 \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,164 \left( \frac{1}{0,1} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,87 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Швидкість витікання повітря з сопла за рівнянням 5.15 становить:

$$c_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \sqrt{2 \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot (300 + 273) \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0,1}{1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right]} = 744 \text{ м/с,}$$

і, отже, площа вихідного перетину сопла

$$f_2 = \frac{4 \cdot 0,87}{744} \cdot 10^6 = 4680 \text{ мм}^2,$$

а діаметр вихідного перерізу сопла

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4680}{3,14}} = 77 \text{ мм.}$$

Довжина частини сопла, що розширюється, визначається за формулою 5.21:

$$l = \frac{d_2 - d_{\min}}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha / 2} = \frac{77 - 55,4}{2 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ / 2} = 123 \text{ мм.}$$

### Приклад 5.4

Визначити теоретичну швидкість витікання пари з котла в атмосферу. Тиск пари в котлі 1,2 МПа, температура 300 °С. Процес



Дано:  
 $P_1 = 1,2 \text{ МПа}$   
 $t_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $B = P_2 = 0,1 \text{ МПа}$   
 $c - ?$

розширення пари вважати за адіабатний. Барометричний тиск прийняти рівним 0,1 МПа.

Рішення

$$\text{Відношення тиску } \beta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{0,1}{1,2} = 0,0834,$$

тобто, воно менше від критичного відношення тиску для перегрітої пари, що становить  $\beta_{кр} = 0,546$ . Отже, якщо витікання проходить із звужуючого сопла, то швидкість витікання дорівнюватиме критичній швидкості. Для перегрітої пари ця швидкість визначається з рівняння:

$$c_{кр} = 44,7\sqrt{h_1 - h_{кр}}.$$

Для знаходження  $h_{кр}$  визначаємо  $P_{кр}$ :

$$P_{кр} = P_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)_{кр} = 1,2 \cdot 0,546 = 0,66 \text{ МПа}.$$

#### Приклад 5.5

Дано:  
 $P_1 = 1,2 \text{ МПа}$   
 $t_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $B = P_2 = 0,1 \text{ МПа}$   
 $c - ?$

Провівши адіабату від точки 1, що характеризується,  $P_1 = 1,2 \text{ МПа}$  і  $t_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ , до ізобари  $P_{кр} = 0,66 \text{ МПа}$  (рис. 5.11), отримуємо  $h_1 = 3040 \text{ кДж/кг}$ ;  $h_{кр} = 2890 \text{ кДж/кг}$ ; і таким чином  $c_{кр} = 44,7\sqrt{3040 - 2890} = 547,5 \text{ м/с}$ .

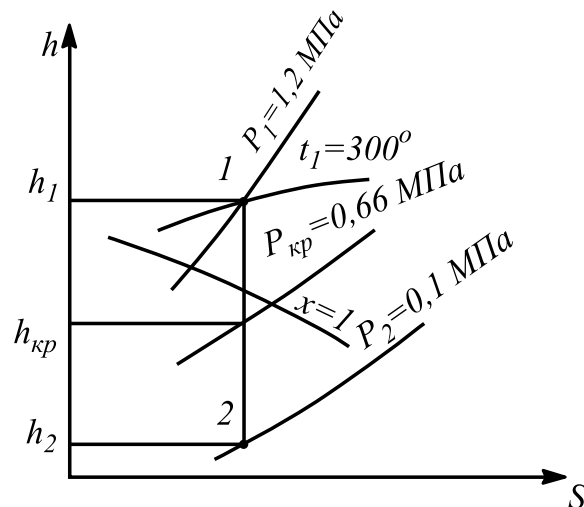


Рис. 5.11. – до прикладу 5.5.

Вирішити попередню задачу за умови, що витікання пари відбувається через сопло Лавалю.

Рішення

У цьому випадку швидкість витікання більша від критичної. Вона визначається з рівняння:

$$c_2 = 44,7\sqrt{h_1 - h_2}, \text{ м/с},$$

причому  $h_2$  відповідає стану пари в кінці адіабатного розширення при  $P_2 = 0,1 \text{ МПа}$ .

Користуючись  $h,s$  - діаграмою, отримуємо  $h_2 = 2550 \text{ кДж/кг}$  і, таким чином

$$c_2 = 44,7\sqrt{3040 - 2550} = 989,5 \text{ м/с}.$$

#### Приклад 5.6

Дано:  
 $P_1 = 1,6 \text{ МПа}$   
 $t_1 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $m^*_{кр} = m^* = 4,5 \text{ кг/с}$   
 $f_{min}, f_2 - ?$

Перегріта водяна пара з початковим тиском 1,6 МПа і температурою 400 °С розширюється в соплі Лавалю по адіабаті до тиску  $P_2 = 0,1 \text{ МПа}$ . Масова витрата пари – 4,5 кг/с. Визначити мінімальний перетин сопла і його вихідний перетин. Процес розширення пари вважати адіабатним.

Рішення

Мінімальний перетин сопла знайдемо з рівняння 5.20:

$$f_{min} = \frac{m^*_{кр}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot \frac{P_1}{v_1} \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}}.$$

Питомий об'єм  $v_1$  (з  $h,s$  - діаграми) становить 0,19 м<sup>3</sup>/кг, отже,

$$f_{min} = \frac{4,5}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,3}{1,3+1} \cdot \frac{1,6 \cdot 10^6}{0,19} \cdot \left( \frac{2}{1,3+1} \right)^{\frac{2}{1,3-1}}}} = 0,00233 \text{ м}^3 = 23,3 \text{ см}^3.$$

Перетин у гирлі сопла визначаємо з рівняння

$$f_2 = \frac{m^* \cdot v_2}{c_2}.$$

Користуючись  $h,s$  - діаграмою, знайдемо  $v_2 = 1,7 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $h_1 = 3245 \text{ кДж/кг}$ ;  $h_2 = 2625 \text{ кДж/кг}$ .

Тоді

$$c_2 = 44,7\sqrt{h_1 - h_2} = 44,7\sqrt{3245 - 2625} = 1113 \text{ м/с}.$$

Таким чином

$$f_2 = \frac{4,5 \cdot 1,7}{1113} = 0,00687 \text{ м}^2 = 68,7 \text{ см}^2.$$

### Приклад 5.7

Дано:

$$t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 0,1 \text{ МПа}$$

$$P_2 = 1 \text{ МПа}$$

$$n = 1,22$$

$$k = 1,4$$

$$m^* = 0,12 \text{ кг/с}$$

$$R_B = 0,287 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

$$c_v = 0,72 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

$$t_2, Q, N_0 - ?$$

Газ – повітря з початковою температурою 27 °С стискується в одноступінчатому поршневому компресорі від тиску 0,1 МПа до тиску 1 МПа. Стискування може відбуватися по ізотермі, по адіабаті і по політропі з показником політропи 1,22. Визначити для кожного з трьох процесів стиску кінцеву температуру газу, відведений від газу тепловий потік і теоретичну потужність приводу компресора, якщо його продуктивність 0,12 кг/с.

### Рішення

#### 1. Ізотермічний стиск

Оскільки ізотермічний процес протікає при постійній температурі  $t_2 = t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ , теоретична потужність компресора визначається виразом

$$N_0 = m^* \cdot l,$$

де  $l$  визначається за формулою 4.13.

Отже

$$|N_0| = m^* RT \ln \frac{P_2}{P_1} = 0,12 \cdot 0,287 \cdot (27 + 273) \ln \frac{1}{0,1} = 23,76 \text{ кВт.}$$

В ізотермічному процесі відведений від газу тепловий потік

$$|Q| = |N_0| = 23,76 \text{ кВт.}$$

#### 2. Адіабатний стиск

Із зв'язку параметрів в адіабатному процесі впливає, що

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (27 + 273) \left( \frac{1}{0,1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 579,6 \text{ К;}$$

$$t_2 = T_2 - 273 = 579,6 - 273 = 306,5 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Теоретична потужність приводу компресора визначається за формулою 5.26 при  $n = k$ :

$$|N_0| = m^* \frac{k}{k-1} RT_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = 0,12 \frac{1,4}{1,4-1} 0,287 (27 + 273) \left[ \left( \frac{1}{0,1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 33,63 \text{ кВт.}$$

У адіабатному процесі відведений від газу тепловий потік  $Q = 0$ .

#### 3. Політропний стиск

Із зв'язку параметрів у політропному процесі, впливає, що

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{n}} = (27 + 273) \left( \frac{1}{0,1} \right)^{\frac{1,22-1}{1,22}} = 454 \text{ К;}$$

$$t_2 = T_2 - 273 = 454 - 273 = 181 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Теоретична потужність приводу компресора визначається за формулою 5.26:

$$|N_0| = m^* \frac{n}{n-1} RT_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = 0,12 \frac{1,22}{1,22-1} 0,287 (27 + 273) \left[ \left( \frac{1}{0,1} \right)^{\frac{1,22-1}{1,22}} - 1 \right] = 28,4 \text{ кВт.}$$

Відведений від газу тепловий потік визначається виразом

$$Q = m^* \cdot q,$$

де  $q$  визначається за формулою 4.25.

Отже

$$Q = m^* c_v \frac{n-k}{n-1} (t_2 - t_1) = 0,12 \cdot 0,72 \frac{1,22-1,4}{1,22-1} (181 - 27) = -10,9 \text{ кВт.}$$

$$|Q| = 10,9 \text{ кВт.}$$

## Приклади для самостійного рішення до теми 5

### Приклад 5.8

Повітря при тиску 0,1 МПа і температурі 15 °С, витікає з резервуара.

Знайти значення кінцевого тиску, при якому теоретична швидкість адіабатного витікання буде дорівнювати критичній і величину цієї швидкості.

$$\text{Відповідь: } P_{2кр} = 0,0528; \text{ МПа; } c_{кр} = 310 \text{ м/с.}$$

### Приклад 5.9

Знайти теоретичну швидкість адіабатного витікання азоту і масову витрату, якщо  $P_1 = 7 \text{ МПа}$ ;  $P_2 = 4,5 \text{ МПа}$ ;  $t_1 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $f = 10 \text{ мм}^2$ .

$$\text{Відповідь: } c = 282 \text{ м/с; } m^* = 0,148 \text{ кг/с.}$$

#### Приклад 5.10

До сопел газової турбіни підводяться продукти згоряння палива при тиску 1 МПа і температурі 600 °С. Тиск за соплами 0,12 МПа. Витрата газу, віднесена до одного сопла, 0,4 кг/с.

Визначити розміри сопла. Витікання вважати адіабатним. Кут конусності прийняти рівним 10°. Прийняти, що продукти згоряння володіють властивостями повітря.

Відповідь:  $d_{min} = 19,4$  мм;  $d_2 = 25$  мм;  $l = 32$  мм.

#### Приклад 5.11

Водяна пара з тиском 1,8 МПа і ступенем сухості 0,92 витікає в середовище з тиском 1,2 МПа; площа вихідного перетину сопла – 20 мм<sup>2</sup>.

Визначити теоретичну швидкість при адіабатному витіканні пари і його масову витрату.

Відповідь:  $c = 380$  м/с,  $m = 0,05$  кг/с.

#### Приклад 5.12

Знайти теоретичну швидкість витікання пари з сопла Лавалю для наступних даних:  $P_1 = 1,6$  МПа;  $x_1 = 0,92$ ;  $P_2 = 1,2$  МПа.

Процес розширення пари вважати адіабатним.

Відповідь:  $c = 1040$  м/с.

#### Приклад 5.13

Водяна пара з тиском 2 МПа і температурою 400 °С при витіканні з сопла Лавалю розширюється по адіабаті до тиску 0,2 МПа.

Знайти площу мінімального і вихідного перетинів сопла, а також швидкості витікання в цих перетинах, якщо масова витрата пари – 4 кг/с.

Відповідь:  $f_{min} = 16$  см<sup>2</sup>;  $f_2 = 36$  см<sup>2</sup>;  $c_{кр} = 580$  м/с;  $c = 1050$  м/с.

#### Приклад 5.14

Газ – повітря з початковою температурою 27 °С стискується в одноступінчатому поршневному компресорі від тиску 0,1 МПа до тиску 0,9 МПа. Стиск може відбуватися по ізотермі, по адіабаті і по політропі з показником політропи 1,26. Визначити для кожного з трьох процесів стиску кінцеву температуру газу, відведений від газу

тепловий потік і теоретичну потужність приводу компресора, якщо його продуктивність – 0,28 кг/с.

Відповідь:  $|N_{0uz}| = |Q_{uz}| = 52,8$  кВт;  $t_2 - t_1 = 27$  °С;  $|N_{0ad}| = 73,4$  кВт;  $|Q_{ad}| = 0$  кВт;  $t_2 = 288$  °С;  $|N_{0pol}| = 66,65$  кВт;  $c_v = \sum_1^n g_i c_{vi}$  кВт;  $t_2 = 198$  °С.

### Питання для самопідготовки до теми 5

1. Написати рівняння першого закону термодинаміки для потоку.
2. Які канали називаються соплами і дифузорами?
3. Швидкість витікання ідеального газу при адіабатному процесі.
4. Масова витрата ідеального газу, його залежність від відношення  $P_2/P_1$ .
5. Критичне відношення тиску і його визначення.
6. Зв'язок швидкості звука і критичної швидкості витікання.
7. Як визначається максимальна секундна витрата ідеального газу?
8. Дати опис комбінованого сопла Лавалю. Як 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. Індикаторна діаграма ідеального одноступінчатого 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. Дати опис багатоступінчатого компресора.
16. Навіщо застосовують багатоступінчаті компресори? Їхні переваги в порівнянні з одноступінчатыми.

## Тема 6. Вологе повітря

### 6.1. Основні характеристики вологого повітря

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 при незначному парціальному тиску і тому наближена властивостями до ідеальних газів. У той же час слід підкреслити, що вологе повітря потрібно розглядати як різновид газової суміші. Це пояснюється тим, що при атмосферному тиску в інтервалі температур, обмеженому температурою зазвичай не нижче 50°C, 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 з суміші. Тому кількість водяної пари в суміші з 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 сушки як вид теплової обробки отримав при підготовці до збереження зерна. Наприклад, при виготовленні борошна сушка зерна потрібна для отримання компонентів з певною початковою вологістю. Сушка зерна перед його помелом знижує витрату електроенергії на помел і запобігає замазуванню транспортуючих пристроїв. Сушка палива перед спалюванням підвищує теплоту його згорання і температуру горіння.

Швидкість процесу сушки, або інтенсивність видалення вологи, не може бути довільно швидкою, але і не має бути дуже малою. У першому випадку швидке випаровування вологи з зерна призводить до його руйнування при сушці і зниження насінневих показників; у другому випадку необґрунтоване затягування процесу сушки спричиняє зниження продуктивності підприємства і різке збільшення вартості продукції. Тому технологічні процеси сушки повинні ґрунтуватися на наукових положеннях, що впливають з теорії сушки.

Найбільшого поширення в практиці набули сушарки, у яких як теплоносії (або 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 складає

$$B = p_e + p_n,$$

де  $B$  – барометричний тиск;  $p_n$  і  $p_e$  – 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 представляє вологе повітря, в якому при даній температурі 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 при постійному тиску, щоб воно стало насиченим. Це буде тоді, коли пара, що знаходиться в цьому повітрі, також стане насиченою. Знаючи точку роси  $t_p$ , можна визначити за таблицями водяної пари парціальний тиск пари в повітрі як тиск насичення (рис. 6.2), відповідний  $t_p$ .

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  $t_p$ . Вказаний спосіб визначення  $p_n$  є наближеним, оскільки важко 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<sup>3</sup>

вологого повітря. Абсолютна вологість повітря дорівнює щільності пари при її парціальному тиску і температурі. Позначимо абсолютну вологість повітря  $\rho_n$ . Відношення абсолютної вологості ненасиченого повітря при даній температурі до абсолютної вологості насиченого повітря при тій же температурі називається *відносною вологістю* і позначається  $\varphi$ , тобто

$$\varphi = \rho_n / \rho_n \quad (6.1)$$

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

Парціальний тиск пари в насиченому повітрі залежно від температури складає (табл. Д9):

|                         |       |       |       |       |
|-------------------------|-------|-------|-------|-------|
| температура повітря, °C | - 20  | 0     | 20    | 40    |
| $p_n$ , кПа             | 0,128 | 0,611 | 2,340 | 7,385 |

Оскільки при атмосферному тиску парціальний тиск пари в насиченому повітрі малий, то, вважаючи таку водяну пару за ідеальний газ, згідно із законом Бойля - Маріотта відношення  $\rho_n / \rho_n$  можна замінити відношенням тиску  $p_n / p_n$  ( $\rho_n$  і  $\rho_n$  відносяться до пари однієї і тієї ж температури), тобто

$$\varphi = p_n / p_n \quad (6.2)$$

При цьому похибка в розрахунках не перевищує 2%. Для точних розрахунків слід використовувати формулу 6.1.

Якщо температура повітря вище 100 °C, то для сушарок, що працюють зазвичай при атмосферному тиску,  $p_n = B$  (барометричному тиску). При повному насиченні у вологому повітрі відсутнє сухе повітря і весь даний об'єм заповнений паром. У цьому випадку за формулою 6.1 замість  $\rho_n$  потрібно приймати щільність перегрітої пари при барометричному тиску  $B$  і заданій температурі.

Відносна вологість повітря  $\varphi$ , а отже, і парціальний тиск пари  $p_n = \varphi p_n$  достатньо точно можуть бути знайдені за допомогою психрометричної діаграми (рис. 6.1), складеної на підставі показників приладу, так званого психрометра. Принцип дії цього приладу заснований на відкритті, зробленому ще в середині ХІІІ ст. російським академіком Ріхманом, і полягає в тому, що якщо ртутний резервуар термометра обгорнути вологою тканиною (мокрый термометр), то, знаходячись 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.

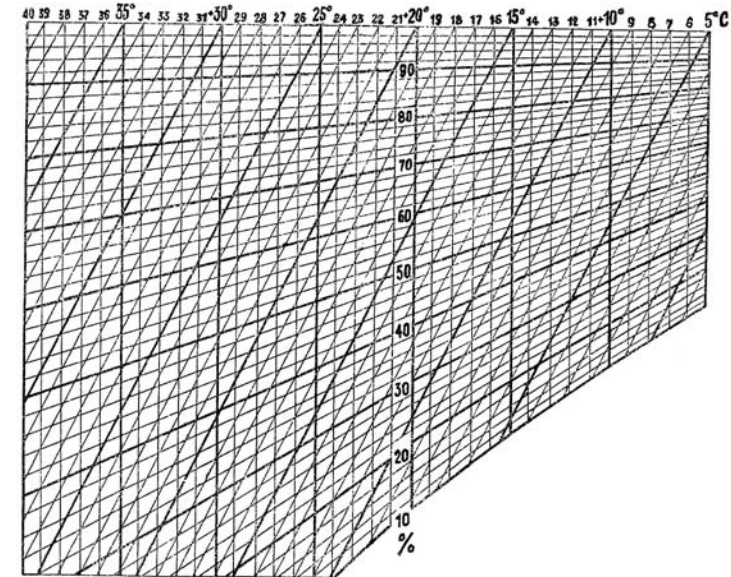


Рис.6.1. Психрометрична діаграма

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  $\rho_n$ . Характерно, що при цьому 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 адіабатичними.

На підставі викладеного можна зробити висновок, що температура мокрого термометра, це така температура, яку приймає насичене вологе повітря в процесі випаровування води при умові збереження постійності ентальпії повітря.

Знаючи показники сухого і мокрого термометрів, по психрометричних таблицях або діаграмах (рис. 6.1) визначають відносну вологість повітря  $\varphi$ .

Окрім 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<sup>3</sup> сухого повітря і водяної пари, тобто

$$\rho = \rho_g + \rho_n \cdot \frac{p_g}{R_g T} + \frac{\varphi}{v^n} \quad (6.3)$$

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  $\mu_g$  і  $\mu_n$ , а значення  $r_g$  і  $r_n$  виразити через  $\varphi$  і  $p_n$ , отримаємо розрахункову формулу

$$\mu = 28,95 - 10,934 \varphi \frac{p_n}{B} \quad (6.4)$$

Значення  $p_n$  і  $v^n$  при температурі повітря  $t$  беруться за таблицями для водяної пари;  $\varphi$  за даними 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 сушки вологість повітря безперервно збільшується, а кількість сухого повітря в пароповітряній суміші залишається постійною, то про процес сушки 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 доводиться  $x$  кг водяної пари, то загальна маса суміші на 1 кг сухого повітря, що знаходиться у вологому повітрі, складає  $(1 + x)$  кг.

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

$$d = M_n \cdot M_g$$

або

$$d = m_n / m_g, \quad (6.5)$$

де  $M_n$ ,  $M_g$  – маса водяної пари і маса сухого повітря в вологому повітрі;  $m_n$ ,  $m_g$  – масові доли пари і сухого повітря в вологому повітрі.

Вологовміст можна визначити, користуючись рівнянням (1.19);

$$m_i = r_i \mu_i / \mu, \text{ тобто } m_n = r_n \mu_n / \mu \text{ і } m_g = r_g \mu_g / \mu.$$

Тоді згідно з рівністю (6.5):

$$d = \frac{m_n}{m_g} = \frac{\mu_n r_n}{\mu_g r_g} = \frac{18,016}{28,95} \cdot \frac{p_n}{p_g}$$

або

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

і остаточно

$$d = 0,622 \frac{\varphi p_n}{B - \varphi p_n} \quad (6.6)$$

Таким чином, вологовміст  $d$  при постійному барометричному 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

$$d_{\text{макс}} = d_n - 0,622 \frac{p_n}{B - p_n} \quad *(6.6)$$

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  $\varphi$ , близькому до 1, значення  $\varphi$  і  $\psi$  приблизно однакові.

Якщо рівняння (6.6) і \*(6.6) вирішити відносно  $p_n$  і  $p_n$ , отримаємо:

$$p_n = Bd / (0,622 + d); \quad (6.7)$$

$$p_n = Bd_n / (0,622 + d_n). \quad *(6.7)$$

Тоді

$$\varphi = \frac{p_n}{p_n} = \frac{d(0,622 + d_n)}{d_n(0,622 + d)} = \psi \frac{0,622 + d_n}{0,622 + d} \quad (6.8)$$

Газову постійну  $R$  вологого повітря можна визначити із співвідношення

$$R = \frac{8314}{\mu} = \frac{8314}{28,95 - 10,934 \varphi \frac{p_n}{B}} \quad (6.9)$$

Об'єм вологого повітря, що доводиться на 1 кг сухого, знаходять з рівності

$$V_{\text{г.л.г}} = RT / B. \quad (6.10)$$

Питомий об'єм вологого повітря, м<sup>3</sup>/кг, можна визначити, розділивши об'єм вологого повітря, що доводиться на кг сухого повітря, на його масу, тобто  $(1 + d)$  кг:

$$v = V_{\text{г.л.г}} / (1 + d). \quad (6.11)$$

Питома масову теплоємність пароповітряної суміші, віднесена до 1 кг сухого повітря, підраховують по рівності (2.27):

$$c_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^{i=n} m_i c_i. \quad \text{або} \quad c_{\text{сум}} = c_g + dc_n. \quad (6.12)$$

Теплоємність сухого повітря при постійному тиску і невеликих інтервалах температур (до 100 °С) для наближених розрахунків можна вважати за постійну, що дорівнює 1,0048 кДж/(кг•К). Для перегрітої пари середня ізобарна теплоємність при атмосферному тиску і невисоких ступенях перегріву може бути прийнята також постійною і рівною 1,96 кДж/(кг•К).

Ентальпія  $I$  вологого повітря є одним з основних його параметрів і широко використовується при 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

$$I = i_g + di_n. \quad (6.13)$$

При розрахунку ентальпії суміші початкова точка відліку ентальпії кожного з компонентів має бути однією і тією ж. Для розрахунків вологого повітря можна прийняти, що ентальпія води дорівнює нулю при 0 °С (глава 4.2), тоді ентальпію сухого повітря також відлічуємо від 0°С, тобто  $i_g = c_g t = 1,0048 t$ .

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

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

де  $c_{p_{\text{води}}} = 4,19$  кДж/(кг•К);  $c_{p_n} = 1,96$  кДж/(кг•К);  $r$  – питома теплота пароутворення (від 0 до 100 °С з достатнім ступенем точності можна прийняти  $r = 2500 - 2,32t_n$ ), тоді

$$i_n = 4,19t_n + 2500 - 2,32t_n + 1,96t - 1,96t_n$$

$$\text{або} \quad i_n = 2500 + 1,96 t.$$

Підставивши вирази для  $i_g$  і  $i_n$  у формулу (6.13), отримаємо

$$I = 1,0048t + (2500 + 1,96t)d. \quad (6.14)$$

## 6.2. $Id$ -діаграма для вологого повітря та її побудова

Визначати параметри вологого повітря, а також вирішувати низку практичних питань, пов'язаних з сушкою різних матеріалів, зручно графічним шляхом за допомогою  $Id$ -діаграми, вперше запропонованої вченим Л. К. Рамзінім у 1918 р.

Діаграма будується 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  $I$  і  $d$  змінюються мало.

Принцип побудови  $Id$ -діаграми при використанні приведених вище формул приведено на рис. 6.2. На осі абсцис діаграми відкладають вологовміст повітря  $d$ , а на осі ординат – ентальпію  $I$ . В області ненасиченого повітря відповідно до рівняння (6.13) (при  $i_n = 2500 + 1,96 t$  кДж/кг) ізотерми є прямими лініями, кутовий коефіцієнт яких виражається рівнянням і є для кожної ізотерми постійною величиною

$$\left( \frac{\partial I}{\partial d} \right) = 2500 + 1,96t. \quad (6.15)$$

Із зростанням температури нахил ізотерм, як випливає з рівняння (6.15), збільшується.

Задавшись для кожної температури двома значеннями вологовмісту  $d_1 = 0$  і  $d_2 = d$ , обчисливши для них за рівнянням 6.14 значення ентальпії, отримаємо дві точки. Якщо з'єднати їх прямою, то вони дадуть ізотерму  $t = const$ . Якщо ж визначити ентальпію при  $d = d_n$  і з'єднати ці точки для всіх ізотерм, отримаємо криву насичення  $\varphi = 100\%$  для даного тиску  $B$ . При цьому виявляється, що найбільш волога область ненасиченого стану на діаграмі (рис. 6.2) 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, такими, що йдуть паралельно осі абсцис. Що ж до масштабу для відліку вологовмісту  $d$ , то для зручності його зносять на горизонтальну пряму, що проходить через початок координат.

На наступному етапі побудови діаграми наносять криву парціального тиску водяної пари. З цією метою використовують рівняння (6.7)  $p_n = Bd / (0,622 + d)$ , вирішуючи, яке для змінних значень  $d$  отримаємо, що, 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. 6.2). Після цього на  $Id$ -діаграмі наносять лінії  $\varphi = const$  ( $< 100\%$ ).

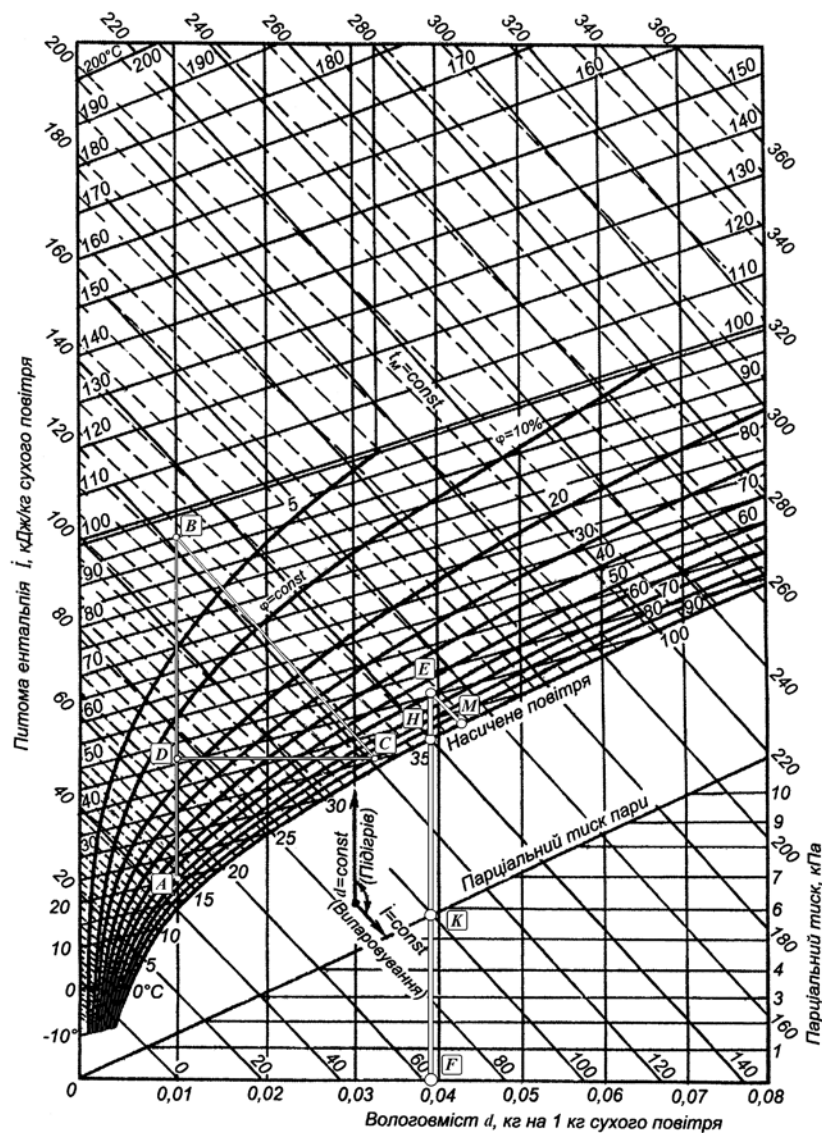


Рис. 6.2. *Id*-діаграма для вологого повітря

Наприклад, криву  $\varphi = 50\%$  будують так. З таблиць для водяної пари знаходимо тиск насиченої водяної пари для деяких температур

( $p_{n1}$  при  $t_1$ ;  $p_{n2}$  при  $t_2$  та ін.). Потім на кривій  $p_n = f(d)$  відшукуємо точки, які відповідають  $0,5p_{n1}$ ,  $0,5p_{n2}$ ,  $0,5p_{n3}$  та ін. З цих крапок (рис. 6.2) проводимо 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 других 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 знаходитися в краплинному стані (область туману). Одночасно з цим лінія  $\varphi = 100\%$  показує максимально можливе насичення повітря вологою при даній температурі. Використання приведених вище спрощених формул, оскільки водяна пара у вологому повітрі вважалася за ідеальний газ, дає невеликі розбіжності (на 2...3%) з результатами, отриманими за допомогою *Id*-діаграми, побудованої по точних формулах. На ній при температурах вище  $100\text{ }^\circ\text{C}$  лінії  $\varphi = const$  йдуть вертикально вгору по  $d = const$ , як це і впливає з формул (6.2) і (6.7). Дійсно

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

при  $t = 99,4\text{ }^\circ\text{C}$  парціальний тиск насиченої пари дорівнює атмосферному, тобто  $p_n = B$ , то

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

Отже, при  $d = const$  і  $\varphi = const$ . Насправді при температурах, що перевищують  $100\text{ }^\circ\text{C}$ , 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  $0\text{ }^\circ\text{C}$ . Вже вказувалося, 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 (6.13) зменшення першого доданка компенсуватиметься збільшенням другого доданка.

На *Id*-діаграмі цей процес проходить по лінії  $I = const$  і носить умовну назву процесу адіабатного випаровування. Межею охолодження повітря є адіабатна температура мокрої термометра, яку знаходять на діаграмі як температуру точки на перетині лінії  $I = const$  з кривою насичення  $\varphi = 100\%$ . Оскільки у процес тепло- і масообміну вступає вода, температура якої вище  $0\text{ }^\circ\text{C}$ , то вона вноситиме деяку додаткову кількість теплоти і адіабатність процесу випаровування порушиться.



В цьому випадку  $t_m > t_m^{ad}$  і лінії процесів  $t_M = const$ , як видно з  $Id$ -діаграми, проходять пологіше, ніж лінії  $I = const$ , і дійсну температуру мокрого термометра знаходять як температуру точки на перетині лінії  $t_M = const$  з кривою насичення  $\varphi = 100\%$ .

Ізотерми мокрого термометра будують на основі аналітичних залежностей між  $t_M$ ,  $I$  і  $d$ . Співвідношення між  $I$  і  $d$  визначається рівнянням 6.14. 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:

$$dQ = [r_m + c_{II}(t - t_m)]d(d),$$

де  $r_m$  – теплота пароутворення при температурі мокрого термометра;  $c_{II}$  – теплоємність водяної пари.

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

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

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

Інтегрування отриманої рівності в межах від  $d$  до  $d_M$  і від  $t$  до  $t_M$  дає

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

або

$$r_m (d_m - d) + (t - t_m)(c_n d_m - c_n d + c_g + c_n d) = 0.$$

Звідки

$$t_m = \frac{r_m (d_m - d)}{c_n d_m + c_g}. \quad (6.16)$$

Отримана рівність і є рівнянням, за яким будують лінії  $t_M = const$ . 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 з сушкою матеріалів, слід мати на увазі, що сушка розділяється на два окремі процеси. Спочатку вологе атмосферне повітря за допомогою вентиляторів проходить через калорифер, де парою або полум'ям підігрівається до температури 50...90 °С. Відносна вологість повітря при цьому зменшується, а вологовміст, згідно з формулою (6.6), залишається незмінним. На  $Id$ -діаграмі (рис. 6.2) 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 висушеного матеріалу і повітря зволожується, тобто його відносна вологість зростає. Цей другий процес здійснюється при постійній ентальпії повітря (якщо рахувати ентальпію вологи рівною нулю) і в  $Id$ -діаграмі зображується відрізком прямої  $BC$ . Точка  $C$  виражає кінцевий стан повітря після сушки. Різниця вологовмісту  $dC - dD$ , що дорівнює відрізуку  $CD$  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 поступає на горіння палива, пари, що утворилася в результаті згоряння воднеутримуючих компонентів палива, і випареної з палива вологи до маси сухих топкових газів.  $Id$ -діаграма дещо видозмінюється, головним чином через вище розташованих ліній  $t = const$ , обумовлених великими значеннями теплоємностей димових газів у порівнянні з повітрям. При практичних розрахунках цією обставиною часто нехтують через малу різницю (долю 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  $d_1$  і  $d_2$ , температурами  $t_1$  і  $t_2$  і ентальпіями  $I_1$  і  $I_2$ . З камери змішувача виходить потік повітря з параметрами  $M_3$ ,  $d_3$ ,  $t_3$  і  $I_3$ , які потрібно визначити. Передбачається, що змішування відбувається при  $p = const$  і без теплообміну із зовнішнім середовищем.

З рівняння матеріального балансу маємо:

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

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

$$x = (d_3 - d_1) / (d_2 - d_3). \quad (6.17)$$

З 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

$$x = \frac{I_3 - I_1}{I_2 - I_3}. \quad (6.18)$$

З порівняння рівностей (а) і (б) маємо:

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

або

$$(I_2 - I_3) / (d_2 - d_3) = (I_3 - I_1) / (d_3 - d_1). \quad (6.19)$$

Тобто точка 3, що характеризує стан вологого повітря після змішування, повинна знаходитися на прямій, що сполучає точки 1 і 2 (рис. 6.3, а), і положення її може бути визначене при відомих масових долях змішуваних потоків повітря  $m_1$  і  $m_2$ .

Дійсно,

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

$$\text{Оскільки } M_2 / M_1 = x, \text{ то } m_1 = \frac{1}{1+x} = \frac{1}{1 + \frac{d_3 - d_1}{d_2 - d_1}} = \frac{d_2 - d_3}{d_2 - d_1}, \quad (6.20)$$

$$m_2 = 1 - m_1 = 1 - \frac{d_2 - d_3}{d_2 - d_1} = \frac{d_3 - d_1}{d_2 - d_1}. \quad (6.21)$$

З рівностей (6.20) і (6.21) випливає, що  $m_1/m_2 = (d_2 - d_3)/(d_3 - d_1)$  тобто точка 3 ділить пряму лінію змішування 1–2 у відношенні  $m_1/m_2$ .

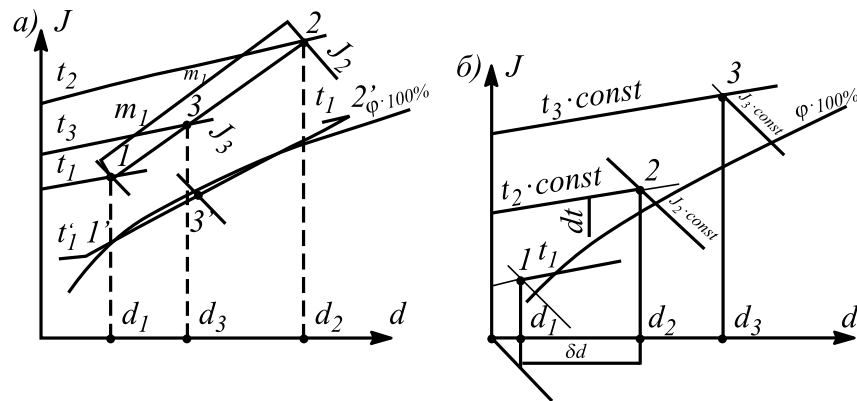


Рис. 6.3. Визначення стану вологого повітря по  $Id$ -діаграмі після змішування потоків (а) і при кондиціонуванні (б)

З (рис. 6.3, а) видно також, що при змішуванні двох потоків ненасиченого вологого повітря (точки 1' і 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, хай при зимовому режимі точка 1 на  $Id$ -діаграмі (рис. 6.3.б) відображає стан зовнішнього повітря з температурою  $t_1$  і вологовмістом  $d_1$ , точка

2 стан припливного повітря з параметрами  $t_2$  і  $d_2$ , що подається в приміщення, в якому кінцеві параметри повітря мають бути  $t_3$  і  $d_3$  (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  $\Delta t$  і осушується на  $\Delta d$ .

Таким чином, лінія 2–3 на  $Id$ -діаграмі (рис. 6.3. б) показує процес зміни стану повітря в приміщенні.

## Рішення типових прикладів до теми 6

### Приклад 6.1.

Задані температура  $49^\circ\text{C}$  і відносна вологість  $\varphi = 50\%$ . Визначити решту параметрів повітря, якщо барометричний тиск  $B = 98$  кПа.

Рішення

На  $Id$ -діаграмі (рис. 6.2) по заданих параметрах знаходимо точку  $E$ , опускаємо з неї перпендикуляр на лінію масштабу вологовмісту, отримуємо точку  $F$  і визначаємо відповідний вологовміст  $d = 39,3$  грама на 1 кг сухого повітря. Точка  $H$  перетину перпендикуляра з лінією  $\varphi = 100\%$  визначає температуру точки роси, що дорівнює  $36,5^\circ\text{C}$ . Якщо з точки  $E$  провести лінію, паралельну лінії  $I = \text{const}$ , то по осі ординат можна визначити ентальпію вологого повітря. Для даного прикладу вона дорівнює  $152,8$  кДж на 1 кг сухого повітря.

Точка  $M$  перетину лінії  $t_M = \text{const}$ , що проходить через задану точку  $E$ , з кривою  $\varphi = 100\%$  відповідає температурі мокрого термометра, що дорівнює  $38^\circ\text{C}$ .

Відрізок  $FK$  визначає парціальний тиск водяної пари  $p_n = 5,8$  кПа. Максимально можливе значення парціального тиску пари для заданої температури повітря  $49^\circ\text{C}$  можна знайти із співвідношення  $p_n = p_n / \varphi = 5,8 / 0,5 = 11,6$  кПа.

Парціальний тиск сухого повітря, згідно з законом Дальтона

$$p_g = B - p_n = 98 - 5,8 = 92,2 \text{ кПа.}$$

Щільність  $\rho$ , молекулярну масу  $\mu$ , газову сталу  $R$  і питомий об'єм  $v$  визначають за таблицями або за формулами (6.3), (6.4), (6.9), (6.11).

### Приклад 6.2.

Для сушильної установки використовують атмосферне повітря при  $t = 20^\circ\text{C}$  і  $\varphi = 0,6$ . У калорифері повітря підігрівається до

$t = 95^\circ\text{C}$  і надходить у сушильну камеру, звідки виходить з температурою  $35^\circ\text{C}$ . Необхідно визначити кінцевий вологовміст повітря, витрату повітря і теплоти для випаровування 1 кг вологи.

Рішення

На  $Id$ -діаграмі (рис. 6.2) знаходимо точку, відповідну  $t = 20^\circ\text{C}$  і  $\varphi = 0,6$ . Позначимо її  $A$ . Визначаємо  $dA = 9$  грамів на 1 кг сухого повітря і  $IA = 41,9$  кДж на 1 кг сухого повітря.

Далі на діаграмі з точки  $A$  проводимо вертикальну пряму до ізо-терми  $t = 95^\circ\text{C}$ . Отримуємо точку  $B$ . Звідки визначаємо  $IB = 119,2$  кДж на 1 кг сухого повітря.

З точки  $B$  проводимо лінію  $I = const$  до перетину з ізо-термою  $t = 35^\circ\text{C}$  у точці  $C$  і знаходимо кінцевий вологовміст повітря  $dC = 33$ грамам на 1кг сухого повітря.

Витрата повітря складе

$$M = 1000/(dC - dA) = 1000/(33 - 9) = 41,7 \text{ кг повітря на 1 кг вологи.}$$

Витрата тепла

$$Q = M (IB - IA) = 41,7 (119,2 - 41,9) = 3223,4 \text{ кДж на 1 кг вологи.}$$

### Приклади для самостійного рішення до теми 6

#### Приклад 6.3.

Відносна вологість повітря при  $60^\circ\text{C}$  складає 30%. Визначити парціальний тиск водяної пари у вологому повітрі, якщо при цій же температурі його відносна вологість підвищиться до 90%.

Відповідь: 18 кПа.

#### Приклад 6.4.

Визначити кількість водяної пари, що міститься в приміщенні, об'єм якого  $300 \text{ м}^3$ . Температура повітря в приміщенні  $20^\circ\text{C}$ , барометричний тиск 96 кПа і відносна вологість 60%.

Відповідь: 3,124 кг.

### Питання для самопідготовки до теми 6

1. Яке повітря називають вологим?
2. У чому полягає суть процесу сушки вологих матеріалів?
3. Поясніть фізичну суть параметрів вологого повітря.
4. Поясніть будову  $Id$ -діаграми вологого повітря.
5. Наведіть приклади використання конвективної сушки в сільськогосподарському виробництві.

## Тема 7. Ідеальні цикли теплових двигунів і установок

### 7.1. Загальні принципи побудови ідеальних циклів теплових двигунів і порівняльна оцінка їхньої економічності

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 замкнутому циклу, робочий процес проводиться у ряді спеціальних пристроїв, що створюють замкнуту систему – установку.

В одному з цих пристроїв, наприклад, котлі (ПСУ), робоче тіло запозичує деяку кількість тепла від газоподібних продуктів згоряння використаного палива. У 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 круговий процес. Зрозуміло, що в цих умовах температура робочого тіла значно нижча за температуру газоподібних продуктів згоряння використаного палива.

Ідея Карно про двигун, робочим тілом якого були б самі продукти згоряння використаного палива, була здійснена в двигунах внутрішнього згоряння. До цього роду двигунів слід віднести поршневі двигуни внутрішнього згоряння, газотурбінні установки (ГТУ), що працюють по так званому розімкненому циклу, повітряно-реактивні двигуни (ПРД), ракетні двигуни та ін. У цих випадках робоче тіло не здійснює кругового процесу, воно періодично (ДВЗ) або безперервно змінюється. Крім того, насправді робочі тіла в тій чи іншій мірі віддалені від свого ідеально-газового стану, а процеси незворотні.

В основу термодинамічного дослідження теплових двигунів покладено чотири основні принципи, які призводять 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. Вважається, що робоче тіло, що залишається хімічно незмінним, здійснює круговий процес.
3. З розрахунку виключаються всі втрати, окрім тих, що визначені другим законом термодинаміки.

4. Дійсний процес теплового двигуна замінюється замкнутою послідовністю простих зворотних 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 треба бачити в тому, щоб за рахунок підведеної кількості тепла розширення робочого тіла провести по політропі, що пролягає вище політропи стиску.

Дослідження ідеальних циклів з'ясує 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 принципів 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 був би понад 400.

У зв'язку з цим у сучасних ДВЗ процес згоряння організовується таким чином, що його можна моделювати ізохорою, ізобарою, ізохорою і ізобарою. Що ж до процесу відведення деякої кількості тепла, що умовно замикає термодинамічно розімкнений робочий процес двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ, ГТУ), то він повністю визначений принципом дії даного двигуна.

Таким чином, очевидно 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 зворотного циклу температурами.

## 7.2. Ідеальні цикли поршневих двигунів внутрішнього згоряння

Двигун внутрішнього згоряння є такою тепловою машиною, в якій підведення тепла до робочого тіла здійснюється за рахунок спалювання палива усередині самого двигуна. Робочим тілом у таких двигунах є на першому етапі повітря або суміш повітря з легко займистим паливом, а на другому етапі – продукти згоряння цього рідкого або газоподібного палива (бензин, гас, солярове масло та ін.).

Двигуни внутрішнього згоряння мають дві суттєві переваги порівняно з іншими типами теплових двигунів:

1. Компактність, наприклад, у порівнянні з паросиловими установками.

2. Більша температурна межа робочого тіла (оскільки стінки циліндра і головки двигуна мають примусове охолодження), що призводить до збільшення термічного ККД.

Поршневі двигуни внутрішнього згоряння застосовуються в сільському господарстві, автотранспорті, а також залізничному транспорті, авіації, в стаціонарних енергетичних установках невеликої потужності.

Основним елементом будь-якого поршневого двигуна (рис. 7.1) є циліндр з поршнем, сполученим за допомогою кривошипно-шатунного механізму із зовнішнім споживачем роботи.

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 згоряння залежно від їхнього призначення, призвели до створення найрізноманітніших типів цих двигунів.

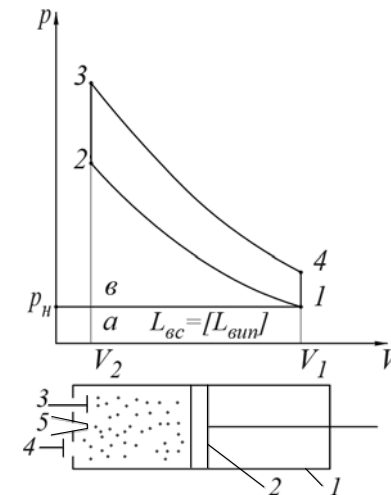


Рис. 7.1. Ідеальна діаграма циклу ДВЗ з підведенням тепла при  $V = const$  у  $P, V$ -координатах

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.

### 7.3. Цикл із підведенням тепла при постійному об'ємі (цикл Отто)

Перший газовий двигун, в якому проводився стиск газової суміші з подальшим миттєвим її згоранням, був створений німецьким конструктором 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 згорання легкого палива, індикаторна діаграма якого показана на рис. 7.1. 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 при постійному, а саме, атмосферному тиску (індикаторна лінія а – 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 згорання із займанням робочої суміші біля верхньої мертвої точки (ВМТ) від електричної іскри час згорання дуже малий, у зв'язку з чим допустимо прийняти, що весь процес згорання (тобто процес підведення тепла) здійснюється при постійному об'ємі. Таким чином, у даному випадку незворотний процес згорання треба моделювати ізохорою 2 – 3.

Розширення 3 – 4, як і стиск, приймається адіабатним. В результаті адіабатного розширення накопичена робочим тілом внутрішня енергія перетворюється в роботу.

Відомо, що в поршневому ДВЗ до 70% продуктів згорання 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  $P_4$  від  $P_n$  до (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 повністю та миттєво залишає циліндр двигуна. Потім без всякої витрати роботи циліндр миттєво заповнюється новою порцією робочого тіла. Тоді

$$L_{\Sigma} = L_{1234} = m\phi P dv = Q_1 - (U_4 - U_1). \quad (7.1)$$

У повній відповідності з другим законом термодинаміки рівняння (7.1) показує, що навіть 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

$$|q_2| = u_4 - u_1. \quad (7.2)$$

Значимо далі, що:

1. За принципом дії ДВЗ в станах виду «1» і «4» робоче тіло має однакові питомі об'єми:  $m = idem$  (додаванням палива нехтуємо),  $v = idem$  і тому  $v_4 = v_1$ .

2. Умова (7.2) задовольняється для ізохорного процесу.

3. Нічого не змінить припущення про те, що в процесі бере участь одна і та ж порція робочого тіла.

У зв'язку з викладеним можливе припущення, що термодинамічно розімкнений ідеальний робочий процес поршневого ДВЗ здійснюється однією і тією ж порцією робочого тіла (ідеального газу) і умовно замикається ізохорним процесом 4 – 1 (рис. 7.2), впродовж якого від робочого тіла відводиться кількість тепла, визначена рівнянням 7.2.

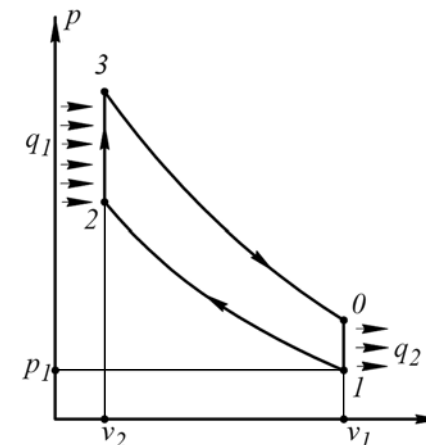


Рис. 7.2. Цикл Отто в  $P, v$ -діаграмі

Саме таким шляхом здійснюється перехід від термодинамічно розімкненого робочого процесу, що ідеалізується, поршневого ДВЗ до кругового процесу, до ідеального циклу з підведенням тепла при постійному об'ємі. На рис. 7.3 цикл представлений у  $T, s$ -діаграмі.

При дослідженні ідеальних циклів ДВЗ вводяться наступні 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

$$\lambda = \frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2}.$$

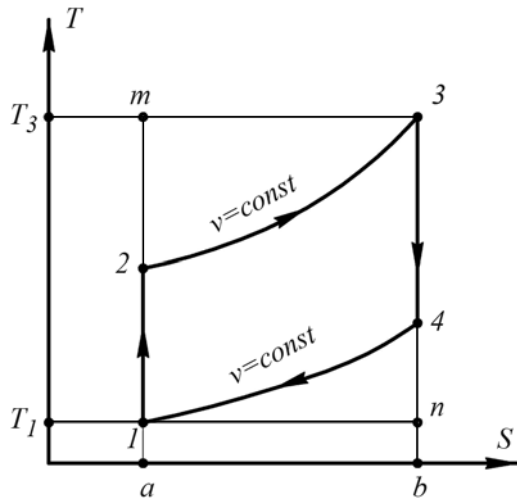


Рис. 7.3. Цикл Отто в  $T, s$ -діаграмі

3. Ступенем розширення називають 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

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2), \quad |q_2| = c_v (T_4 - T_1).$$

Вносячи ці результати до виразу для термічного ККД, отримуємо

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}.$$

Цикл однозначно визначається завданням початкового стану робочого тіла, властивості якого передбачаються відомими в точці 1, а також значеннями ступеня стиску  $\varepsilon$  і ступеня підвищення тиску  $\lambda$ . Процеси стиску і розширення вважаються за адиабатні при  $k = const$ , а ступінь розширення  $\rho$  виявляється тут дорівнює ступеню стиску  $\varepsilon$ , оскільки  $v_4 = v_1$  і  $v_3 = v_2$ . Тоді температури у всіх характерних точках циклу (в точках 2, 3, 4) будуть дорівнювати:

у точці 2

$$T_2 = T_1 \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1},$$

у точці 3

$$T_3 = T_2 \cdot \lambda = T_1 \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda,$$

у точці 4

$$T_4 = T_3 \left( \frac{v_3}{v_2} \right)^{k-1} = \frac{T_1}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \cdot \lambda.$$

Підставляючи значення температур  $T_2, T_3, T_4$  у рівняння термічного ККД, отримаємо

$$\eta_t^v = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (7.3)$$

Цей результат показує, що для даного робочого тіла термічний ККД ідеального циклу з підведенням тепла при постійному об'ємі залежить лише від ступеня стиску, а саме, зростає із ступенем стиску (показник адиабати  $k > 1$ ).

Із збільшенням показника адиабати  $k$  (для різних робочих тіл) термічний ККД при тому ж ступені стиску збільшується.

Отже, з поглядом збільшення  $\eta_t$  вигідно збільшувати ступінь стиску. Проте практично здійснити стиск до дуже високих значень, що супроводиться значним підвищенням температури і тиску, не вдається з тієї причини, що після досягнення певного значення  $\varepsilon$  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. 7.3), зображується в  $T, s$ -діаграмі площею  $a-2-3-в-a$ , а тепло, що відводиться від робочого тіла – площею  $a-1-4-в-a$ , тепло  $q_u = q_1 - |q_2|$ , перетворене на роботу, – площею  $1-2-3-4-1$ . У  $P, v$ -діаграмі робота циклу  $l_{Ц}$  зображується площею  $1-2-3-4-1$  (рис. 7.2).

#### 7.4. Цикл з підведенням тепла при постійному тиску (цикл Дизеля)

Ідеальний цикл з підведенням тепла при постійному тиску можна вважати результатом ідеалізації робочого процесу так званого компресорного дизеля – одного з ДВЗ, що працюють на важкому паливі (газойль, солярне масло, мазут). Перший двигун, що працює по цьому циклу, був створений німецьким інженером Р. Дизелем у 1897 р. Перший російський двигун із згорянням важкого палива при  $P = const$  був побудований у 1899 р. на заводі «Російський дизель».

Характерними для двигунів з ізобарним згорянням палива є роздільне введення в циліндр повітря і палива і стискування в циліндрі не горючої суміші, а тільки повітря, що дозволяє працювати з великими ступенями стискування. Вона може бути підвищена до  $\varepsilon = 16 \dots 20$ , при цьому тиск у кінці стискування досягає  $30 \dots 40$  бар, а температура –  $600 \dots 800$  °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 бути організовані різним чином. Наприклад, у швидкохідних авіаційних дизелях згоряння може протікати з великою швидкістю, що його знов можна моделювати ізохорою. При цьому тиск у циліндрі зростає до  $100 \dots 110$  бар. Зрозуміло, при появі перших двигунів важкого палива подібний тиск був би немислимий. Тому процес згоряння палива, що пневматично розпилюється, будувався таким чином, що його можна було моделювати ізобарою. В даний час компресорні дизелі не будуються.

Ідеалізація робочого процесу компресорного дизеля будується в тих же допущеннях, що і у разі ДВЗ легкого палива, і призводить до циклу, який називають ідеальним циклом з підведенням тепла при постійному тиску. Цей цикл складається (рис. 7.4, 7.5) з адіабати стискування  $1 - 2$ , ізобари  $2 - 3$  з підведенням відповідної кількості тепла  $q_1$ , адіабати розширення  $3 - 4$  і умовної ізохори  $4 - 1$ , уздовж якої від робочого тіла відводиться кількість тепла  $q_2$ .

При описі 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). Очевидно, що загальний ступінь розширення дорівнює ступеню стиску, тобто  $\rho\delta = \varepsilon$ .

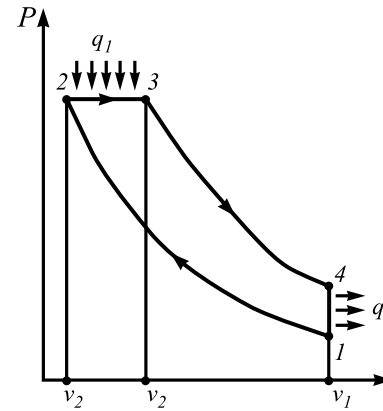


Рис. 7.4. Цикл Дизеля в  $P, v$  - діаграмі

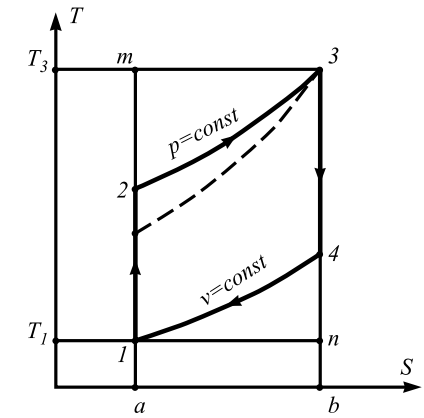


Рис. 7.5. Цикл Дизеля в  $T, s$  - діаграмі

Отримаємо рівняння для  $\eta_i$  даного циклу. За визначенням

$$\eta_i = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}.$$

При постійній теплоємності  $q_1 = c_p(T_3 - T_2)$  і  $|q_2| = c_v(T_4 - T_1)$ , 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 у всіх характерних точках циклу (в точках 2, 3, 4) будуть дорівнювати:

$$\text{у точці 2} \quad T_2 = T_1 \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1},$$

$$\text{у точці 3} \quad T_3 = T_2 \cdot \rho = T_1 \varepsilon^{k-1} \cdot \rho,$$

$$\text{у точці 4} \quad T_4 = T_3 \left( \frac{v_3}{v_2} \right)^{k-1} = T_3 \cdot \frac{1}{\delta^{k-1}} = T_3 \left( \frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1}; \quad T_4 = T_1 \rho^k.$$

Підставляючи значення температур  $T_2, T_3, T_4$  у рівняння термічного ККД, отримаємо

$$\eta_i^p = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}. \quad (7.4)$$

Як видно,  $\eta_i^p$  ідеального циклу з підведенням тепла при постійному тиску залежить не тільки від  $\varepsilon$ , але і від  $\rho$ . При цьому,  $\eta_i^p$

зростає із ступенем стиску  $\varepsilon$ , але зменшується із зростанням ступеня попереднього розширення  $\rho$ .

Формально це очевидно з того, що із збільшенням  $\rho$  чисельник відношення  $\frac{\rho^k - 1}{\rho - 1}$  росте швидше, ніж знаменник, оскільки показник адиабати  $k > 1$ .

### 7.5. Цикл із змішаним підведенням тепла (цикл Трінклера)

Двигуни з ізобарним згорянням палива мають ряд недоліків (наявність компресора для розпилювання палива, що ускладнює конструкцію двигуна, та знижує економічність, складна будова форсунок і та ін.). Тому виникли спроби створити двигун, який працює без компресора, з використанням у межах допустимого тиску найдодільнішого з термодинамічної точки зору процесу згоряння при постійному об'ємі, тобто поєднати 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 із змішаним підведенням тепла.

У них розпилювання рідкого палива проводиться за допомогою механічних форсунок. Подача палива до форсунок здійснюється насосом при високому тиску, що досягає 300...400 бар.

Теоретичний цикл двигуна зі змішаним підведенням тепла має форму 123451 (рис. 7.6, 7.7) і складається з наступних 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.

Вважаючи теплоємність постійною, знайдемо рівняння для термічного ККД циклу Трінклера. За визначенням

$$\eta_i^T = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1 + q_1'} = 1 - \frac{C_v(T_5 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3)} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)}$$

Температури у всіх характерних точках циклу (в точках 2, 3, 4, 5) будуть дорівнювати:

$$\text{у точці 2} \quad T_2 = T_1 \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1},$$

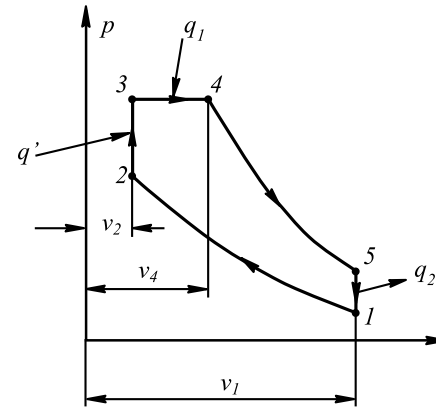


Рис. 7.6. Цикл Трінклера в  $P, v$ -діаграмі

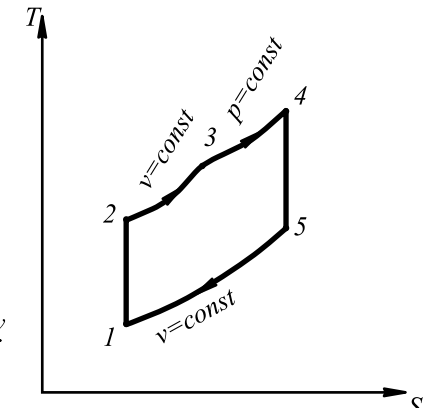


Рис. 7.7. Цикл Трінклера в  $T, s$ -діаграмі

$$\begin{aligned} \text{у точці 3} \quad T_3 &= T_1 \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda, \\ \text{у точці 4} \quad T_4 &= T_1 \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot \rho, \\ \text{у точці 5} \quad T_5 &= T_1 \rho^k \lambda. \end{aligned}$$

У цих формулах, як і раніше,  $\varepsilon = v_1 / v_2$  – 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

$$\eta_i^T = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)} \quad (7.5)$$

З формули (7.5) випливає, що термічний ККД циклу Трінклера, як і циклів Отто і Дизеля, зростає із збільшенням ступеня стиску  $\varepsilon$  і, крім того, залежить від ступеня підвищення тиску  $\lambda$  і від ступеня попереднього розширення  $\rho$ , збільшуючись із зростанням  $\lambda$  і з падінням  $\rho$ . Це пояснюється тим, що в обох випадках росте 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 7.5 переходить відповідно в рівняння 7.3 або 7.4.

### 7.6. Ідеальні цикли газотурбінних установок

Газотурбінні установки (ГТУ) відрізняються від поршневих двигунів внутрішнього згоряння тим, що корисна робота проводиться



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 у порівнянні 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 із споживачами роботи – електричними генераторами, відцентровими компресорами та ін.;
- г) простотою обслуговування;
- д) здійсненням циклу з повним розширенням і тим самим з великим термічним ККД;
- е) можливістю застосування дешевих сортів палива.

Ці переваги ГТУ сприяли їхньому розповсюдженню в багатьох областях техніки: для локомотивів, пароплавів і, особливо, в авіації.

Конструкція першої газової турбіни була 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 впроскувалася в камеру згоряння для пониження 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.

У основі роботи ГТУ лежать ідеальні цикли, що складаються з простих термодинамічних процесів. ГТУ можуть працювати із згорянням палива при постійному тиску і при постійному об'ємі. Відповідні їм ідеальні цикли ділять на цикли з підведенням тепла при постійному тиску і при постійному об'ємі. Найбільше практичне застосування отримав цикл з підведенням тепла при  $P = const$ .

### 7.7. Принципова схема та ідеальний цикл газотурбінної установки з підведенням тепла при постійному тиску

Принципова схема газотурбінної установки із згорянням при постійному тиску представлена на рис.7.8.

На загальному валу знаходиться газова турбіна 1, компресор 2, паливний насос 3 і споживач енергії 4 (електрогенератор трифаз-

ного 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.

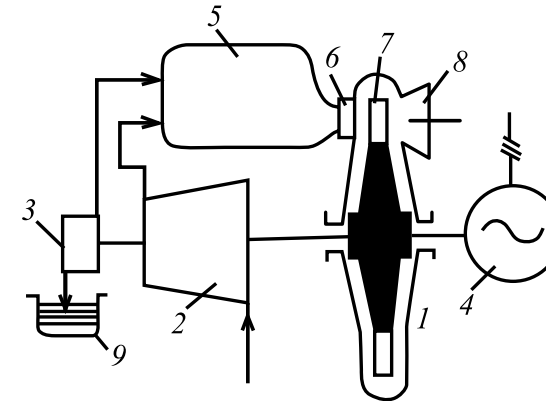


Рис. 7.8. Схема ГТУ із згорянням при постійному тиску

Згоряння палива відбувається в камері згоряння при  $P = const$ . Продукти згоряння, розширюючись в соплах 6 газової турбіни, потрапляють на лопатки 7 турбін, проводять там роботу за рахунок своєї кінетичної енергії і потім викидаються в атмосферу через випускний патрубок 8. Тиск відпрацьованих газів дещо перевищує атмосферний. До 40...50% потужності турбіни споживається компресором 2.

Цикл газотурбінної установки зображений на рис. 7.9, 7.10.

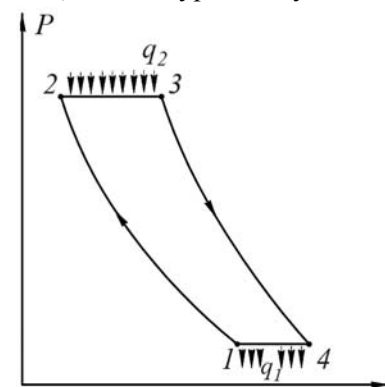


Рис. 7.9. Цикл ГТУ з підведенням тепла при  $P = const$  в  $P, v$  - діаграмі

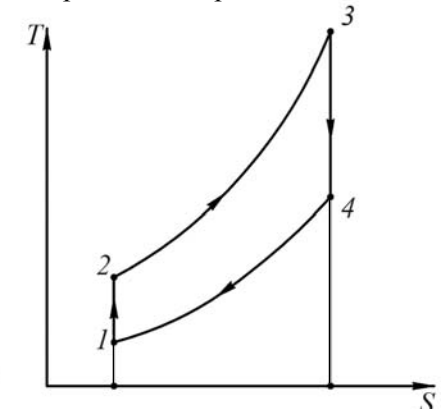


Рис. 7.10. Цикл ГТУ з підведенням тепла при  $P = const$  в  $T, s$  - діаграмі

Стиск робочого тіла в компресорі моделюється адіабатою 1–2. Горіння палива в камері згорання організовано таким чином, що його можна моделювати ізобарою 2–3, уздовж якої до того, що залишається хімічно незмінним робочому тілу підводиться відповідна кількість тепла. Розширення робочого тіла в газовій турбіні моделюється адіабатою 3–4. Викладене призводить 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

$$q_2 = c_p (T_3 - T_1),$$

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  $\sigma$ . 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  $t_1 = 20$  °С.

Для ізобари 2-3

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho,$$

звідки

$$T_4 = T_3 / \sigma^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \rho.$$

Для адіабати 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  $T_2$ ,  $T_3$  і  $T_4$  в рівняння термічного ККД, отримуємо

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\sigma^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (7.6)$$

Термічний ККД ГТУ з підведенням тепла при постійному тиску залежить від ступеня підвищення тиску  $\sigma$  і показника адіабати  $k$ , зростаючи із збільшенням цих величин.

З урахуванням залежності

$$\sigma = \frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^k = \varepsilon^k$$

отримаємо

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (7.7)$$

Отже, для одного і того ж робочого тіла підвищення ступеня сти-ску завжди призводить до зростання  $\eta_t$ .

## 7.8. Цикл газотурбінної установки з підведенням тепла при постійному 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 поступає в камеру згорання. Схема газотурбінної установки із згоранням при  $P = const$  з регенерацією тепла представлена на рис. 7.11.

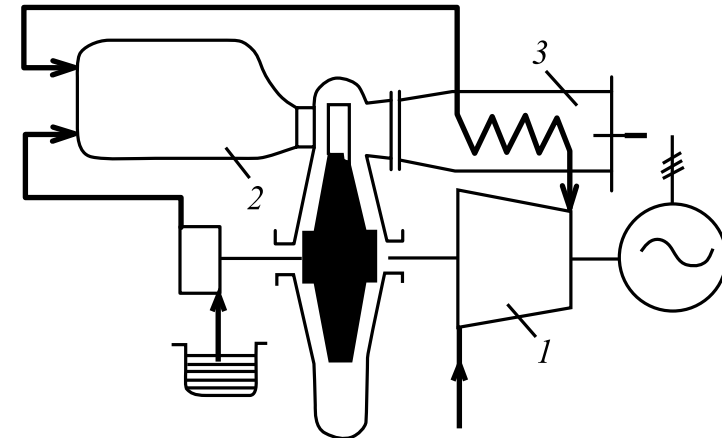


Рис. 7.11. Схема ГТУ із згоранням при постійному тиску з регенерацією тепла

Відмінність газотурбінної установки з регенерацією тепла від установки без регенерації полягає в тому, що стиснуте повітря поступає з компресора 1 не відразу в камеру згоряння 2, а заздалегідь проходить через повітряний регенератор – теплообмінник 3, в якому воно підігрівається за рахунок тепла відпрацьованих газів. Відповідно гази, що виходять з турбіни, перед виходом їх в атмосферу проходять через повітряний регенератор, де вони охолоджуються, підігріваючи стиснуте повітря. Таким чином, певна частина тепла, що раніше виводилася відпрацьованими газами в атмосферу, тепер корисно використовується.

Цикл газотурбінної установки з регенерацією і з ізобарним підведенням тепла в  $P, v$ - і  $T, s$ -діаграмах зображений на рис. 7.12, 7.13.

Даний цикл складається з адіабатного 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 адіабатного 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.

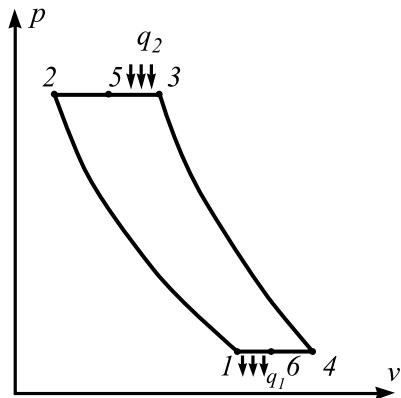


Рис. 7.12. Цикл ГТУ з підведенням тепла при  $P = const$  з регенерацією в  $P, v$ -діаграмі

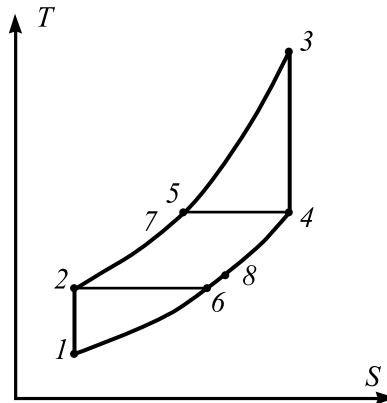


Рис. 7.13. Цикл ГТУ з підведенням тепла при  $P = const$  з регенерацією в  $T, s$ -діаграмі

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:

$$q_1 = c_p (T_3 - T_5) = c_p (T_3 - T_4),$$

а що відводиться в ізобарному процесі 6-1:

$$|q_2| = c_p (T_6 - T_1) = c_p (T_2 - T_1).$$

Підставляючи  $q_1$  і  $|q_2|$  в загальне співвідношення

$$\eta_i = 1 - \frac{|q_2|}{q_1},$$

отримуємо

$$\eta_{ip} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4}.$$

Температури в основних точках циклу (дивися тему 7.7):

$$T_2 = T_1 \sigma^{\frac{k-1}{k}}, \quad T_3 = T_1 \sigma^{\frac{k-1}{k} \rho}, \quad T_4 = T_1 \rho.$$

Тоді

$$\eta_{ip} = 1 - \frac{1}{\rho} = 1 - \frac{T_1}{T_4}. \quad (7.8)$$

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. 7.13). Тому  $\eta_i$  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 нагріте від  $T_2$  до  $T_5 = T_4$  на виході з газової турбіни

$$r = \frac{T_7 - T_2}{T_5 - T_2}. \quad (7.9)$$

Термічний ККД циклу ГТУ з неповною регенерацією, тобто при  $r < 1$ , визначається таким чином:

$$\eta_{ip} = 1 - \frac{T_4 - T_1 - r(T_5 - T_2)}{T_3 - T_2 - r(T_5 - T_2)}. \quad (7.10)$$

Величина ступеня регенерації залежить від конструкції теплообмінника.

## 7.9. Ідеальні цикли паросилових установок. Цикл Карно

У сучасній теплоенергетиці найчастіше використовуються

паросилові установки. Теплосилові установки, в яких як 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.7.14. 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 при постійному тиску  $P_1$  і при постійній температурі  $T_1$ .

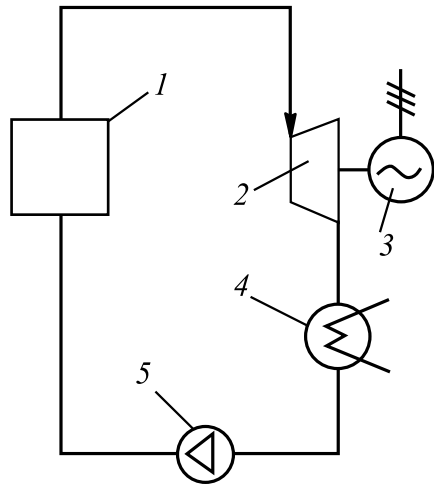


Рис. 7.14. Схема ПСУ, що працює по циклу Карно

З котла пар поступає в 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 і 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 поступає в конденсатор 4 – теплообмінник, в якому за допомогою води, що охолоджує, від пари відводиться тепло, вона конденсується і, отже, ступінь сухості пари зменшується. Процес відведення тепла від пари в конденсаторі здійснюється при постійному 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.

Описаний цикл зображений в  $P,v$  - і  $T,s$  - діаграмах на рис. 7.15, 7.16.

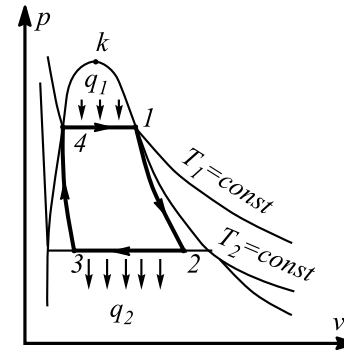


Рис. 7.15. Цикл Карно з вологою парою в  $P,v$  - діаграмі

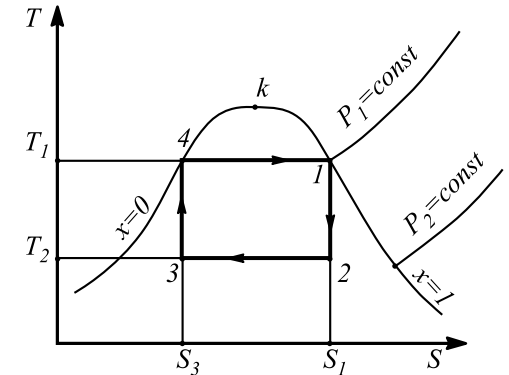


Рис. 7.16. Цикл Карно з вологою парою в  $T,s$  - діаграмі

Підведення тепла  $q_1$  до пари в котлі здійснюється по ізобарі-ізотермі 4 – 1, процес розширення в паровій турбіні – по адиабаті 1 – 2, відведення тепла  $q_2$  в конденсаторі – по ізобарі – ізотермі 2 – 3, стиск пари в компресорі – по адиабаті 3 – 4. При розширенні по адиабаті, від стану поблизу верхньої прикордонної кривої, ступінь сухості пари зменшується. Відведення тепла в конденсаторі повинно здійснюватися доти, доки волога пара не досягне стану, який визначається наступною умовою: при стиску по адиабаті від стану 3 з тиском  $P_2$  до тиску  $P_1$  кінцевий стан робочого тіла не повинен опинитися за межами області насичення.

Термічний ККД зворотного циклу Карно, здійснюваного з вологою парою як робочим тілом, як і цикл Карно з будь-яким іншим робочим тілом, визначається рівнянням:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1} .$$

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 із зва-

женими 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.

### 7.10. Цикл Ренкіна

Перераховані вище 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, при адиабатному стискуванні води в насосі від 1 до 30 бар витрачена робота в 165 разів менше адиабатної роботи стиску водяної пари в компресорі.

Внаслідок 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. Клаузіусом. Схема парової установки з циклом Ренкіна аналогічна схемі установки, зображеної на рис. 7.14, з тією лише різницею, що у разі циклу Ренкіна на цій схемі 5 не компресор вологої пари, а водяний насос.

Цикл Ренкіна в  $T,s$ -діаграмі зображений на рис. 7.17. Волога пара в конденсаторі повністю конденсується по ізобарі  $P_2 = const$  точка 3 на рис. 7.17. Потім вода стискується насосом від тиску  $P_2$  до тиску  $P_1$ ; цей адиабатний 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 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 ізобар-

но-ізотермічний процес пароутворення, ділянка 4 – 1 на рис. 7.17. Суха насичена пара, отримана в котлі, надходить у турбіну; процес розширення в турбіні зображується адиабатою 1 – 2. Відпрацьована волога пара надходить у конденсатор, і цикл замикається.

З погляду термічного ККД цикл Ренкіна є менш вигідним, ніж зворотний цикл Карно. Проте, з урахуванням реальних умов здійснення циклу, економічність циклу Ренкіна вище за економічність відповідного циклу Карно з вологою парою як робочим тілом. У той же час, заміна громіздкого компресора, який споживає значну роботу, компактним водяним насосом дає можливість суттєво знизити витрати на спорудження паросилової установки і спростити її експлуатацію.

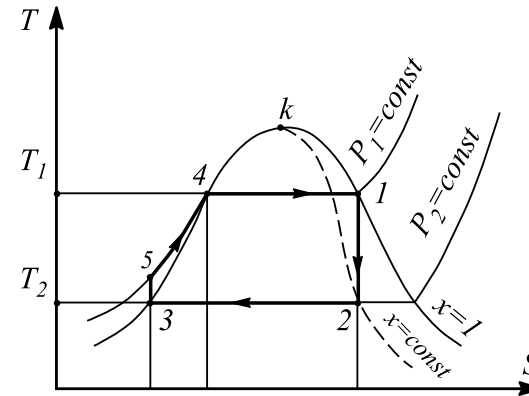


Рис. 7.17. Цикл Ренкіна в  $T,s$ -діаграмі

Для того щоб збільшити термічний ККД циклу Ренкіна, застосовують так званий *перегрів пари* в спеціальному елементі котла – *пароперегрівачі* ПП (рис. 7.18.), де пара нагрівається до температури, що перевищує температуру насичення при даному тиску  $P_1$ . Цикл Ренкіна з перегрітою парою зображений на  $P,v$ - (рис. 7.19) і  $T,s$ - (рис. 7.20.) діаграмах. Процес перегріву пари, що відрізняє даний цикл від циклу з насиченою парою, відбувається при постійному тиску і зображується на обох діаграмах відрізками 6 – 1 ізобари  $P_1 = const$ . У цьому випадку середня температура підведення тепла збільшується в порівнянні 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 із загального рівняння

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = \frac{q_1 - |q_2|}{q_1}$$

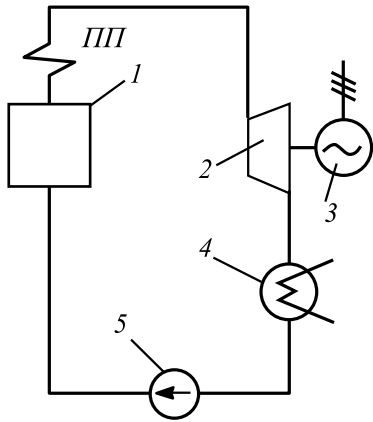


Рис. 7.18. Схема ПСУ з перегрівом пари

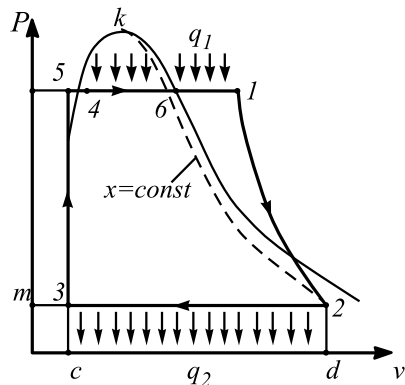


Рис. 7.19. Цикл Ренкіна з перегрівом пари в P,v - діаграмі

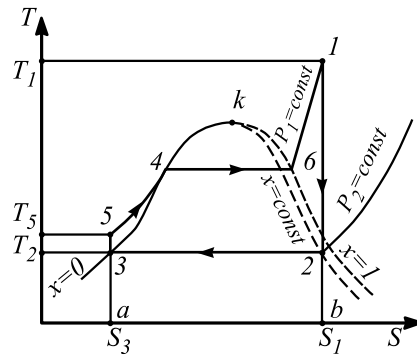


Рис. 7.20. Цикл Ренкіна з перегрівом пари в T,s - діаграмі

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:

$$q_1 = h_1 - h_5,$$

і

$$|q_2| = h_2 - h_3,$$

(індекси у величин h відповідають позначенням станів робочого тіла на рис. 7.19, 7.20).

Якщо нехтувати величиною роботи насоса  $h_5 - h_3$  унаслідок її малого значення в порівнянні з дійсним перепадом ентальпій, що спрацьовує в турбіні,  $h_1 - h_2$ , тобто вважати, що  $h_3 \approx h_5$ , то  $\eta_t$  визначається виразом

$$\eta_t \approx \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}. \quad (7.11)$$

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 (при 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 (7.11) дає можливість з допомогою  $h,s$  - діаграми або таблиць термодинамічних властивостей води і водяної пари визначити величину термічного ККД циклу Ренкіна по відомих значеннях початкових параметрів пари (тобто параметрів пари на вході в турбіну)  $P_1$  і  $T_1$  і тиск пари в конденсаторі  $P_2$ .

### 7.11. Цикл паросилової установки з проміжним перегрівом пари

Одним із шляхів зниження кінцевої вологості пари є застосування проміжного перегріву пари. Схема паросилової установки з проміжним перегрівом пари (або, як інколи говорять, з повторним перегрівом) представлена на рис. 7.21.

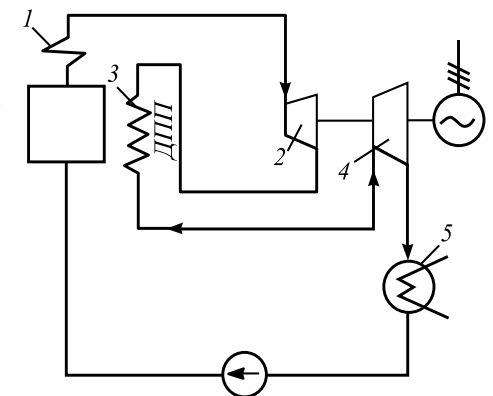


Рис. 7.21. Схема ПСУ з проміжним перегрівом пари

Пара з перегрівача 1 з температурою  $T_1$  і тиском  $P_1$  поступає в початкову частину турбіни 2 (ступінь високого тиску), де в процесі 1 – 7 адіабатно розширюється до деякого тиску  $P'_1$ . Після цього пара в проміжному перегрівачі 3 нагрівається при постійному 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. 7.22 представлений цикл з повторним перегрівом у координатах  $T,s$ .

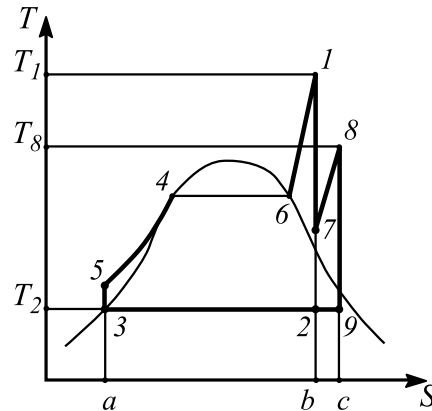


Рис. 7.22. Цикл ПСУ з проміжним перегрівом пари в  $T,s$ -діаграмі

Вираз для термічного ККД циклу з проміжним перегрівом без урахування роботи насоса можна представити в наступному вигляді:

$$\eta_{t, np.n} = \frac{(h_1 - h_7) + (h_8 - h_9)}{(h_1 - h_3) + (h_8 - h_7)}, \quad (7.12)$$

де  $h_1 - h_7$  – робота, здійснена при розширенні пари в ступені високого тиску;  $h_8 - h_9$  – робота, здійснена при розширенні пари 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 увійшов до енергетики головним чином як засіб боротьби з високою вологістю пари в останніх ступенях турбіни, є засобом підвищення термічного ККД циклу. У сучасних паросилових установках зазвичай застосовується не тільки одноразовий, але й повторний проміжний перегрів пари.

## 7.12. Регенеративний цикл

Цикл, у ході якого вода поступає в котлоагрегат, нагрівається парою і частково відбирається при його розширенні з турбіни, називається *регенеративним*. Такий спосіб підігріву води дає можливість збільшити 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 Ренкіна дорівнюватиме термічному ККД циклу Карно. На рис. 7.23 зображений у  $T,s$ -діаграмі цикл Ренкіна з повною регенерацією у вологій парі.

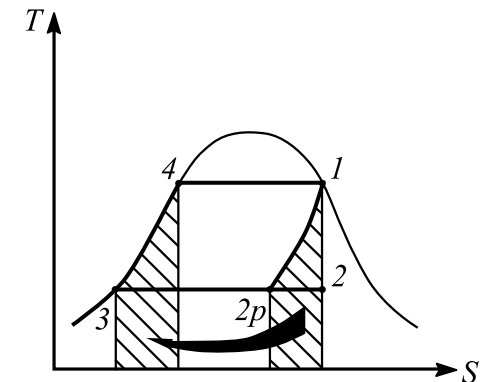


Рис. 7.23. Регенеративний цикл Ренкіна без перегріву пари в  $T,s$ -діаграмі

Термічний ККД циклу Ренкіна з перегрівом пари навіть у разі граничної регенерації буде менше від термічного ККД відповідного циклу Карно; це впливає з  $T,s$ -діаграми, приведеної на рис. 7.24. Проте, при цьому термічний ККД циклу Ренкіна помітно зростає (в порівнянні з циклом без регенерації).

З  $T,s$ -діаграми на рис. 7.24 випливає, що термічний ККД циклу Ренкіна з граничною регенерацією визначається виразом:

$$\eta_t^{pec} = 1 - \frac{T_2 (S_{2p} - S_3)}{h_1 - h_4}. \quad (7.13)$$

У реальних паросилових циклах регенерація здійснюється за допомогою регенеративних поверхневих або змішувачів теплообмінників, у кожен з яких поступає пара з проміжних ступенів турбіни (так званий регенеративний відбір). Пара конденсується в регенеративних теплообмінниках, нагріваючи воду, що поступає в котел. Конденсат гріючої пари також поступає в котел або змішується з основним потоком води.

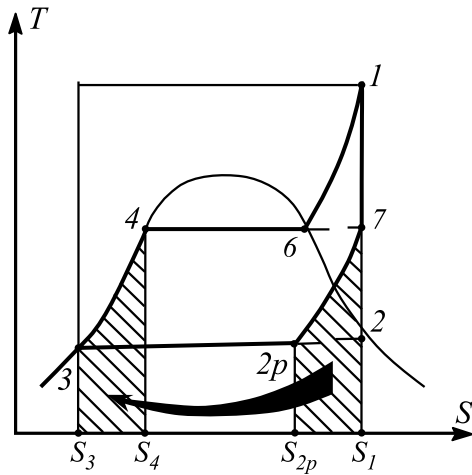


Рис. 7.24. Регенеративний цикл Ренкіна з перегрівом пари в  $T,s$ -діаграмі

### 7.13. Цикл теплофікації

У паросиловій установці лише незначна частка – 30...40% тепла, що виділяється при згорянні палива, перетворюється в корисну роботу. Найбільша частина тепла передається воді, що охолоджує конденсатор при температурі, що трохи 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 є 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.

Однотимчасне вироблення в одній і тій же 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.

На рис. 7.25 приведена принципова схема простої установки теплофікації з протистиском, 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.

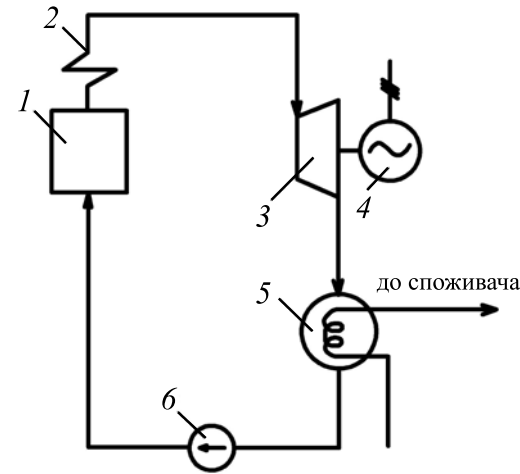


Рис. 7.25. Схема теплофікації ПСУ

На рис. 7.26 зображений теоретичний цикл цієї установки теплофікації в координатах  $T,s$ . У цій діаграмі тепло, перетворене на роботу за цикл, як завжди, зображається площею 1-2-3-5-4-6-1, а площа  $a$ -3-2- $b$ - $a$  – це тепло, віддане зовнішньому споживачеві.

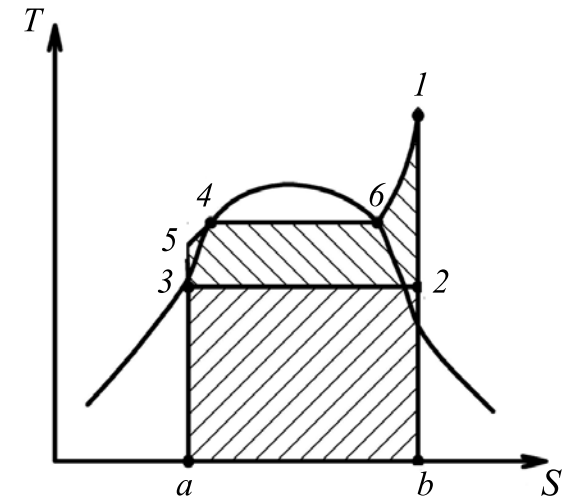


Рис. 7.26. Цикл теплофікації ПСУ в  $T,s$ -діаграмі

Теплові електростанції, що здійснюють комбіноване вироблення електроенергії і тепла, називаються теплоелектроцентралями (ТЕЦ) на відміну від чисто конденсаційних електростанцій (КЕС), що виробляють тільки електроенергію.



## Рішення типових прикладів до теми 7

### Приклад 7.1

Дано:

$$P_1 = 0,1 \text{ МПа} = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon = 3,6$$

$$\lambda = 3,33$$

$$k = 1,4$$

$$\mu_{c_v} = 20,93 \text{ кДж} / (\text{кмоль} \cdot \text{К})$$

$$\mu_g = 29 \text{ кДж} / \text{кмоль}$$

$$R_g = 287 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$$

$$P, v_2, T, l_p, \eta_p, q_1, q_2 - ?$$

Для ідеального циклу поршневого двигуна внутрішнього згоряння з підведенням тепла при умовах рис. 7.2., визначити параметри в характерних точках, отриману роботу, термічний ККД, кількість підведеної і відведеної теплоти, якщо дано:  $P_1 = 0,1 \text{ МПа}$ ;  $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\varepsilon = 3,6$ ;  $\lambda = 3,33$ ;  $k = 1,4$ .

Робоче тіло – повітря. Теплоємність прийняти постійною.

### Рішення

Точка 1.

$$P_1 = 0,1 \text{ МПа}; t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

Визначуваній питомий об'єм:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{287 \cdot (20 + 273)}{0,1 \cdot 10^6} = 0,84 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Точка 2.

Оскільки ступінь стиску  $\varepsilon = v_1 / v_2$ ; то

$$v_2 = v_1 / \varepsilon = \frac{0,84}{3,6} = 0,233 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Температура в кінці адіабатного стиску визначається із співвідношення:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = (20 + 273) \cdot 3,6^{1,4-1} = 489 \text{ К};$$

$$t_2 = T_2 - 273 = 216 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Тиск у кінці адіабатного стиску:

$$P_2 = \frac{RT_2}{v_2} = \frac{287 \cdot 489}{0,233 \cdot 10^6} = 0,6 \text{ МПа}.$$

Точка 3.

Із співвідношення параметрів в ізохорному процесі (лінія 2–3) отримуємо:

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2} = \lambda = 3,33.$$

Отже,

$$P_3 = P_2 \cdot \lambda = 0,6 \cdot 3,33 = 2 \text{ МПа};$$

$$T_3 = T_2 \cdot \lambda = 489 \cdot 3,33 = 1628 \text{ К}; t_3 = 1355 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Точка 4.

$$\text{Питомий об'єм } v_4 = v_1 = 0,84 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Температура в кінці адіабатного розширення:

$$T_4 = T_3 \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = T_3 \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = 1628 \frac{1}{3,6^{1,4-1}} = 976 \text{ К}.$$

Тиск у кінці адіабатного розширення визначається із співвідношення параметрів в ізохорному процесі (лінія 4–1):

$$P_4 = P_1 \frac{T_4}{T_1} = 0,1 \frac{976}{293} = 0,33 \text{ МПа}.$$

Кількість підведеної теплоти

$$q_1 = c_v (T_3 - T_1) = \frac{20,93}{29} (1628 - 489) = 822 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Кількість відведеної теплоти

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1) = \frac{20,93}{29} (976 - 293) = 493 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Термічний ККД знаходимо за формулою

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{822 - 493}{822} = 0,4 = 40\%,$$

або за формулою

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{3,6^{1,4-1}} = 0,4 = 40\%.$$

Робота циклу

$$l_u = q_1 - q_2 = 822 - 493 = 329 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

### Приклад 7.2

Для циклу з підведенням тепла при  $P = const$  (рис. 7.4) знайти параметри в характерних точках, корисну роботу, термічний ККД, кількість підведеної і відведеної теплоти, якщо дано:  $P_1 = 0,1 \text{ МПа}$ ;  $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\varepsilon = 12,7$ ;  $k = 1,4$ .

Робоче тіло – повітря. Теплоємність прийняти постійною.

Дано:  
 $P_1 = 0,1 \text{ МПа} = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Па}$   
 $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $\varepsilon = 12,7$   
 $k = 1,4$   
 $\mu_{c_v} = 20,93 \text{ кДж} / (\text{кмоль} \cdot \text{К})$   
 $\mu_{c_p} = 29,31 \text{ кДж} / (\text{кмоль} \cdot \text{К})$   
 $\mu_g = 29 \text{ кДж} / \text{кмоль}$   
 $R_g = 287 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$   
 $P, v, T, l_u, \eta_t, q_1, q_2 - ?$

### Рішення

Розрахунок виконано для 1 кг повітря.

Точка 1.  
 $P_1 = 0,1 \text{ МПа}; t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}.$

Питомий об'єм визначаємо з рівняння стану:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{287 \cdot (20 + 273)}{0,1 \cdot 10^6} = 0,84 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Точка 2.

Оскільки ступінь стиску  $\varepsilon = v_1 / v_2 = 12,7$ ; то

$$v_2 = v_1 / \varepsilon = \frac{0,84}{12,7} = 0,0661 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Температура в кінці адиабатного стиску:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = (20 + 273) \cdot 12,7^{1,4-1} = 809 \text{ К};$$

$$t_2 = T_2 - 809 - 273 = 536 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Тиск у кінці адиабатного стиску:

$$P_2 = \frac{RT_2}{v_2} = \frac{287 \cdot 809}{0,0661 \cdot 10^6} = 3,51 \text{ МПа}.$$

Точка 3.

Із співвідношення параметрів в ізобарному процесі (лінія 2–3) отримуємо:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho = 2,$$

звідси

$$v_3 = v_2 \cdot \rho = 0,661 \cdot 2 = 0,1322 \text{ МПа};$$

$$T_3 = T_2 \cdot \rho = 809 \cdot 2 = 1618 \text{ К}; t_3 = 1345 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Точка 4.

$$v_4 = v_1 = 0,84 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Тиск у кінці адиабатного розширення:

$$\frac{P_3}{P_4} = \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^k = \left( \frac{v_1}{v_3} \right)^k,$$

звідси

$$P_4 = P_3 \left( \frac{v_3}{v_1} \right)^k = 3,51 \left( \frac{0,1322}{0,84} \right)^{1,4} = 0,264 \text{ МПа}.$$

Температура в кінці адиабатного стиску визначається із співвідношення параметрів в ізохорному процесі (лінія 4–1):

$$T_4 = T_1 \frac{P_4}{P_1} = 293 \frac{0,264}{0,1} = 773 \text{ К};$$

$$t_4 = 773 - 273 = 500 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Кількість підведеної теплоти:

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2) = \frac{20,93}{29} (1618 - 809) = 817 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Кількість відведеної теплоти:

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1) = \frac{20,93}{29} (773 - 293) = 346 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Термічний ККД знаходимо за формулою

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{817 - 346}{817} = 0,576 = 57,6\%.$$

Робота циклу:

$$l_u = q_1 - q_2 = 817 - 346 = 471 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

### Приклад 7.3

Дано:

$$\varepsilon = 12,7$$

$$k = 1,4$$

$$\lambda = 2$$

$$\rho = 1,4$$

$$\eta_t - ?$$

Робоче тіло поршневого двигуна внутрішнього згорання із змішаним підведенням тепла (рис. 7.6) має властивості повітря. Відомі наступні характеристики циклу:  $\varepsilon = 12,7$ ;  $\lambda = 2$  і  $\rho = 1,4$ .

Визначити термічний ККД циклу.

Рішення

Термічний ККД циклу знаходимо за формулою (7.5):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)} =$$

$$= 1 - \frac{1}{12,7^{1,4-1}} \cdot \frac{2 \cdot 1,2^{1,4} - 1}{(2 - 1) + 1,4 \cdot 2 \cdot (1,2 - 1)} = 0,532 = 53,2\%.$$

### Приклад 7.4

Дано:  
 $P_1 = 0,1 \text{ МПа} = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Па}$   
 $t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $t_3 = 700 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $\sigma = \frac{P_2}{P_1} = 10$   
 $k = 1,4$   
 $\mu_{c_p} = 29,31 \text{ кДж} / (\text{кмоль} \cdot \text{К})$   
 $\mu_g = 29 \text{ кДж} / \text{кмоль}$   
 $R_g = 287 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$   
 $P, v, T, l_{\text{ц}}, \eta_t, q_1, q_2 - ?$

Для ідеального циклу газотурбінної установки з підведенням тепла при  $P = \text{const}$  (рис. 7.9) знайти параметри в характерних точках, корисну роботу, термічний ККД, кількість підведеної і відведеної теплоти, якщо дано:  $P_1 = 100 \text{ кПа}$ ;  
 $t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_3 = 700 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\sigma = \frac{P_2}{P_1} = 10$ ;  
 $k = 1,4$ .

Робоче тіло – повітря. Теплоємність прийняти постійною.

#### Рішення

Точка 1.

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{287 \cdot (20 + 273)}{100 \cdot 10^6} = 0,861 \text{ м}^3 / \text{кг};$$

Точка 2.

$$T_2 = T_1 \cdot \sigma^{\frac{k-1}{k}} = 300 \cdot 10^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 579 \text{ К}; t_2 = 306 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\sigma = \frac{P_2}{P_1} = 10; P_2 = P_1 \cdot \sigma = 100 \cdot 10 \text{ кПа} = 1 \text{ МПа};$$

$$v_2 = \frac{RT_2}{P_2} = \frac{287 \cdot 700}{1 \cdot 10^6} = 0,166 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Точка 3.

$$T_3 = t_3 + 273 = 700 + 273 = 973 \text{ К};$$

$$P_3 = P_2 = 1 \text{ МПа};$$

$$v_3 = v_2 \frac{T_3}{T_2} = 0,166 \frac{973}{579} = 0,279 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Точка 4.

$$T_4 = T_1 \cdot \rho = T_1 \frac{v_3}{v_2} = 300 \frac{0,279}{0,166} = 504 \text{ К}; t_4 = 231 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$v_4 = v_1 \frac{T_4}{T_1} = 0,861 \frac{504}{300} = 1,45 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Кількість підведеної теплоти:

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2) = \frac{29,31}{29} (973 - 579) = 398 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Кількість відведеної теплоти:

$$|q_2| = c_p (T_4 - T_1) = \frac{29,31}{29} (504 - 300) = 206 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Робота циклу:

$$l_{\text{ц}} = q_1 - |q_2| = 398 - 206 = 192 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Термічний ККД знаходимо за формулою

$$\eta_t = \frac{q_1 - |q_2|}{q_1} = \frac{398 - 206}{398} = 0,48 = 48\%.$$

### Приклад 7.5

Дано:  
 $P_1 = 2 \text{ МПа}$   
 $t_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $P_2 = 0,004 \text{ МПа}$   
 $\eta_t - ?$

Паросилова установка працює за циклом Ренкіна (рис. 7.19, 7.20). Параметри початкового стану:  $P_1 = 2 \text{ МПа}$ ;  $t_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ . Тиск у конденсаторі  $P_2 = 0,004 \text{ МПа}$ .

Визначити термічний ККД.

#### Рішення

Термічний ККД циклу Ренкіна визначається за формулою 7.11

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}.$$

По діаграмі знаходимо:

$$h_1 = 3019 \text{ кДж} / \text{кг}; h_2 = 2036 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Значення  $h_3$  з табл. Д5 додатку по тиску  $P_2 = 0,004 \text{ МПа} = 0,04 \text{ бар}$  знаходимо  $h_3 = 121642 \text{ кДж} / \text{кг}$ .

Підставляючи знайдені значення у формулу, отримаємо

$$\eta_t = \frac{3019 - 2036}{3019 - 121,42} = 0,339 = 33,9\%.$$

### Приклад 7.6

Дано:  
 $P_1 = 11 \text{ МПа}$   
 $t_1 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $P_2 = 0,004 \text{ МПа}$   
 $t_1' = t_1 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $P_1' = 3 \text{ МПа}$   
 $\eta_t^{\text{np.n}} - ?$

У паросилової установці, що працює при початкових параметрах:  $P_1 = 11 \text{ МПа}$ ;  $t_1 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $P_2 = 0,004 \text{ МПа}$ , введений повторний перегрів (рис. 7.22) при  $P_1' = 3 \text{ МПа}$  до початкової температури  $t_1' = t_1 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Визначити термічний ККД циклу з повторним перегрівом.

#### Рішення

Термічний ККД циклу визначений за форму-

лою 7.12:

$$\eta_i^{np.n.} = \frac{(h_1 - h_7) + (h_8 - h_9)}{(h_1 - h_3) + (h_8 - h_7)}$$

Процес розширення і процес повторного перегріву пари представлені в  $h, s$  - діаграмі. По ній знаходимо (рис. 7.27):

$$h_1 = 3360 \text{ кДж / кг}; h_7 = 2996 \text{ кДж / кг}; h_8 = 3456 \text{ кДж / кг};$$

$$h_9 = 2176 \text{ кДж / кг}; h_3 = 121,42 \text{ кДж / кг}; \text{ (табл. Д5 додатку).}$$

Підставляючи знайдені значення в цю формулу, отримуємо:

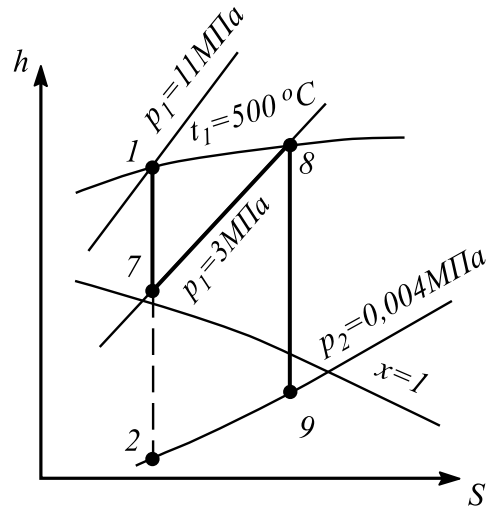


Рис. 7.27. – до прикладу 7.6

$$\eta_i^{np.n.} = \frac{(3360 - 2996) + (3456 - 2176)}{(3360 - 121,42) + (3456 - 2996)} = 0,445 = 44,5\%$$

## Приклади для самостійного рішення до теми 7

### Приклад 7.7

Для циклу поршневого двигуна внутрішнього згоряння з підведенням тепла при  $v = const$  визначити параметри характерних для циклу точок, кількість підведеної і відведеної теплоти, термічний ККД і його корисну роботу, якщо дано:  $P_1 = 0,1 \text{ МПа}$ ;  $t_1 = 100 \text{ °C}$ ;  $\varepsilon = 6$ ;  $\lambda = 1,6$ ;  $k = 1,4$ .

Робоче тіло – повітря. Теплоємність прийняти постійною.

$$\text{Відповідь: } v_1 = 1,07 \text{ м}^3 / \text{кг}; v_2 = 1,178 \text{ м}^3 / \text{кг}; T_2 = 761 \text{ К}; T_3 = 1217 \text{ К}; T_4 = 597 \text{ К}; P_3 = 1,96 \text{ МПа}; P_4 = 0,156 \text{ МПа}; q_1 = 329,7 \text{ кДж} / \text{кг}; |q_2| = 162 \text{ кДж} / \text{кг}; l_u = 167 \text{ кДж} / \text{кг}; \eta_i = 0,51.$$

### Приклад 7.8

Для циклу поршневого двигуна внутрішнього згоряння з підведенням тепла при  $P = const$  визначити параметри в характерних точках, корисну роботу, кількість підведеної і відведеної теплоти і термічний ККД, якщо дано:  $P_1 = 100 \text{ кПа}$ ;  $t_1 = 70 \text{ °C}$ ;  $\varepsilon = 12$ ;  $\rho = 1,67$ ;  $k = 1,4$ .

Робоче тіло – повітря. Теплоємність прийняти постійною.

$$\text{Відповідь: } v_1 = 0,98 \text{ м}^3 / \text{кг}; v_2 = 0,082 \text{ м}^3 / \text{кг}; v_3 = 0,14 \text{ м}^3 / \text{кг}; P_2 = 3,24 \text{ МПа}; P_4 = 0,2 \text{ МПа}; q_1 = 627 \text{ кДж} / \text{кг}; |q_2| = 255 \text{ кДж} / \text{кг}; l_u = 372 \text{ кДж} / \text{кг}; \eta_i = 0,593.$$

### Приклад 7.9

У циклі поршневого двигуна внутрішнього згоряння із змішаним підведенням тепла початковий тиск  $P_1 = 90 \text{ кПа}$ , початкова температура  $t_1 = 67 \text{ °C}$ . Кількість підведеної теплоти  $q_1 = 1090 \text{ кДж} / \text{кг}$ . Ступінь стиску  $\varepsilon = 10$ .

Яка частина тепла повинна виділятися в процесі при  $v = const$ , якщо максимальний тиск складає  $4,5 \text{ МПа}$ .

Робоче тіло – повітря. Теплоємність прийняти постійною.

$$\text{Відповідь: } q_v / q_1 = 0,675.$$

### Приклад 7.10

Для ідеального циклу газотурбінної установки з підведенням тепла при  $P = const$  визначити параметри в характерних точках, корисну роботу, термічний ККД, кількість підведеної і відведеної теплоти, якщо:  $P_1 = 0,1 \text{ МПа}$ ;  $t_1 = 17 \text{ °C}$ ;  $t_3 = 600 \text{ °C}$ ;  $\sigma = \frac{P_2}{P_1} = 8$ ;  $k = 1,4$ .

Робоче тіло – повітря. Теплоємність прийняти постійною.

$$\text{Відповідь: } v_1 = 0,831 \text{ м}^3 / \text{кг}; v_2 = 0,189 \text{ м}^3 / \text{кг}; v_3 = 0,313 \text{ м}^3 / \text{кг}; v_4 = 1,38 \text{ м}^3 / \text{кг}; t_2 = 254 \text{ °C}; P_2 = P_3 = 0,8 \text{ МПа}; q_1 = 350 \text{ кДж} / \text{кг}; |q_2| = 192,2 \text{ кДж} / \text{кг}; l_u = \text{кДж} / \text{кг}; \eta_i = 0,451.$$

### Приклад 7.11

Визначити термічний ККД циклу Ренкіна, якщо  $P_1 = 6 \text{ МПа}$ ;  $t_1 = 450 \text{ °C}$  і  $P_2 = 0,004 \text{ МПа}$ .

$$\text{Відповідь: } \eta_i = 40,2 \%$$

### Приклад 7.12

Паросилова установка працює при початкових параметрах:  $P_1 = 9 \text{ МПа}$ ;  $t_1 = 450 \text{ °C}$ . Кінцевий тиск  $P_2 = 0,004 \text{ МПа}$ . При  $P_1 = 2,4 \text{ МПа}$  введений повторний перегрів до  $t_1 = 440 \text{ °C}$ .

Визначити термічний ККД циклу з повторним перегрівом.  
Відповідь:  $\eta_t^{np.n} = 0,417$ .

### Питання для самопідготовки до теми 7

1. Основні принципи побудови ідеальних циклів теплових двигунів.
2. На які групи поділяються поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ)?
3. Цикл Отто, його основні характеристики, термічний ККД.
4. Цикл Дизеля, його основні характеристики, термічний ККД.
5. Цикл Трінклера, його основні характеристики, термічний ККД.
6. Які переваги газотурбінної установки (ГТУ) в порівнянні 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?

## РОЗДІЛ 2. ТЕОРІЯ ТЕПЛООБМІНУ

### Тема 8. Основні поняття і визначення. Теплопровідність

Згідно з другим законом термодинаміки мимовільний процес перенесення теплоти в просторі виникає під дією різниці температур і направлений у бік зменшення 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.

У всіх речовинах теплота передається теплопровідністю *за рахунок перенесення енергії мікрочастинками*. Молекули, атоми, електрони і інші мікрочастинки, з яких складається речовина, рухаються з швидкістю, пропорційною їхній температурі, переносять енергію із 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 ТЕЦ (теплоелектроцентралі) 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 у всіх промислових середовищах, у тому числі і у вакуумі, наприклад в 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 теплопровідністю переноситься від однієї поверхні стінки до іншої. І, нарешті, 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/м<sup>2</sup> і зазвичай позначається  $q$ .

Кількість теплоти, передана в одиницю часу через довільну поверхню  $F$ , в теорії теплообміну прийнято називати *потужністю теплового потоку*, або просто *тепловим потоком*, і позначається буквою  $Q$ . Одиницею її вимірювання є Дж/с, тобто Вт.

Кількість теплоти, переданої за довільний проміжок часу  $\tau$  через довільну поверхню  $F$ , позначатимемо  $Q_\tau$ . Використовуючи ці позначення, можна записати співвідношення між розглянутими величинами:

$$q = Q / F = Q_\tau / (F \tau). \quad (8.1)$$

### 8.1. Теплопровідність. Основний закон теплопровідності (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  $x$ ,  $y$ ,  $z$  і часу  $\tau$ , тобто

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

Сукупність значень температури для всіх точок простору в даний момент часу називається *температурним полем*. Рівняння є математичним формулюванням такого поля. При цьому, якщо температура змінюється в часі, то поле називається *нестационарним*, а якщо не змінюється – *стационарним*. Температура може бути функцією однієї, двох і трьох координат. Відповідно до цього і температурне поле називається *одно-, дво- і тривимірним*. Найбільш простий вигляд має рівняння одновимірного стационарного температурного поля:  $t = f(x)$ .

При будь-якому температурному полі в тілі є точки з однакою температурою. Геометричне місце таких точок утворює *ізотермічну поверхню*. Оскільки в одній і тій же точці простору одночасно не може бути двох різних температур, то ізотермічні поверхні одна з одною не перетинаються, всі вони або замикаються на себе, або кінчаються на межах тіла. Отже, зміна стану тіла і температури в тілі спостерігається лише в напрямках, що перетинають ізотермічні поверхні (рис. 8.1) При цьому найбільш різка зміна температури виходить у напрямі нормалі  $n$  до ізотермічної поверхні. Межа відношення зміни температури  $\Delta t$  до відстані між ізотермами по нормалі  $\Delta n$  називається *градієнтом температури* і позначається одним з наступних символів:

$$\lim (\Delta t / \Delta n)_{\Delta n \rightarrow 0} = \partial t / \partial n = \text{grad } t.$$

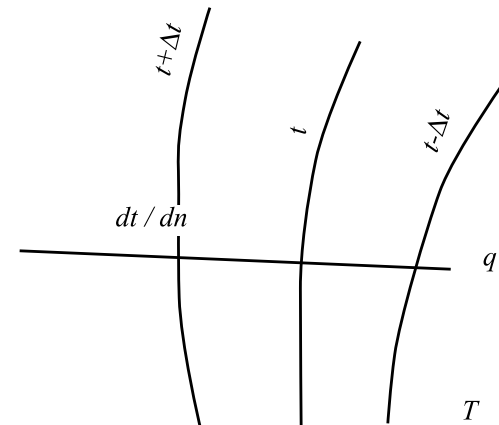


Рис. 8.1. До визначення температурного градієнта

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  $\vec{q}$  є вектором, напрям якого збігається з напрямом розповсюдження тепла в даній точці і є протилежним напрямку вектора температурного градієнта (рис. 8.2).

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:

$$\vec{q} = -\lambda \text{grad } t, \quad (8.2)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності речовини, Вт/(м·К).

Знак мінус у рівнянні (8.2) вказує на те, що вектор  $\vec{q}$  спрямований у бік, протилежний вектору  $\text{grad } t$ .

Рівняння (8.2) є математичним виразом основного закону теплопровідності – закону Фур'є.

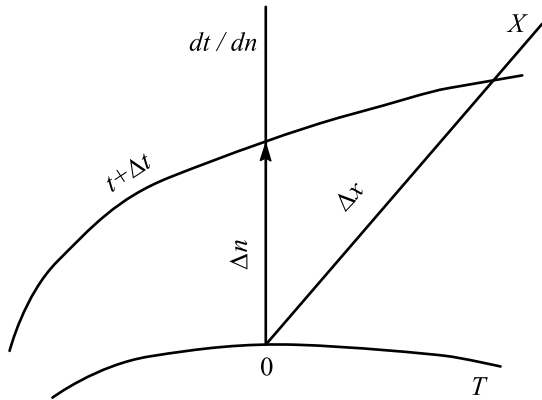


Рис. 8.2. Закон Фур'є

Коефіцієнт теплопровідності  $\lambda$  в законі Фур'є (формула 8.2) характеризує здатність даної речовини проводити теплоту. Значення коефіцієнтів теплопровідності приводяться в довідниках теплофізичних властивостей речовин (Табл. Д10). Чисельно коефіцієнт теплопровідності,

$$\lambda = |q| / |l| \cdot |\text{grad } t|,$$

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 із більшою щільністю  $\lambda$  має вищі 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  $\lambda$  від температури має лінійний характер вигляду:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot (1 + b \cdot t), \quad (8.3)$$

де  $\lambda_0$  – коефіцієнт теплопровідності при температурі  $t_0$ , Вт/(м·К);  $b$  – постійна, 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 темпера-

тури падає (окрім 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 [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 із зростанням температури зменшується. Він також зменшується за наявності домішок.

## 8.2. Теплопровідність стінки

**8.2.1. Однорідна стінка.** Розглянемо односторонню стінку завтовшки  $\delta$  (рис.8.3), коефіцієнт теплопровідності якої постійний і дорівнює  $\lambda$ . На зовнішніх поверхнях підтримуються постійні температури  $t_{c1}$  і  $t_{c2}$ . Температура змінюється тільки у напрямі осі  $x$ . В цьому випадку температурне поле одновимірне, ізотермічні поверхні плоскі і розташовуються перпендикулярно осі  $x$ .

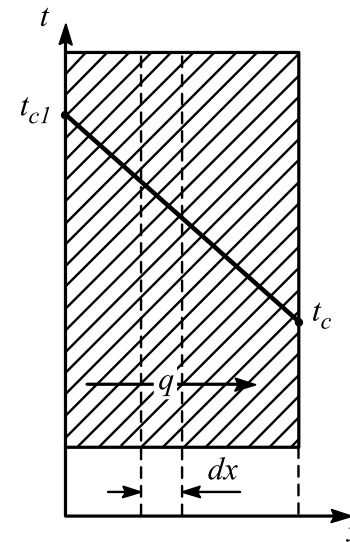


Рис. 8.3. Однорідна плоска стінка

На відстані  $x$  виділимо усередині стінки площину товщиною  $dx$ , обмежену двома ізотермічними поверхнями. На підставі закону Фур'є рівняння (8.2) для цього випадку можна записати:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} \quad \text{або} \quad dt = -\frac{q}{\lambda} dx. \quad (a)$$

Величина  $q$  при стаціонарному тепловому режимі постійна в кожному перетині, тому

$$t = -\frac{q}{\lambda}x + C. \quad (б)$$

Постійна 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 (б), маємо:

$$t_{c2} = -\frac{q}{\lambda}\delta + t_{c1}. \quad (в)$$

З рівняння (в) визначається невідоме значення питомого теплового потоку, а саме:

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_{c1} - t_{c2}) = \frac{\lambda}{\delta}\Delta t. \quad (8.4)$$

Отже, кількість тепла, передана через  $1 \text{ м}^2$  стінки в одиницю часу, прямо пропорційна коефіцієнту теплопровідності  $\lambda$  і різниці температур зовнішніх поверхонь  $\Delta t$  і обернено пропорційна до товщини стінки  $\delta$ .

Рівняння (8.4) є розрахунковою формулою теплопровідності плоскої стінки. Воно зв'язує між собою чотири величини:  $q, \lambda, \Delta t, \delta$ . Знаючи з них будьякі три величини, можна знайти четверту:

$$\lambda = \frac{q \cdot \delta}{\Delta t}; \quad \Delta t = \frac{q \cdot \delta}{\lambda}; \quad \delta = \frac{\lambda \cdot \Delta t}{q}. \quad (г)$$

Відношення  $\lambda / \delta$  називається тепловою провідністю стінки [Вт/(м<sup>2</sup>·К)], а зворотна величина  $\delta / \lambda$  – її тепловим або термічним опором [м<sup>2</sup>·К/Вт].

Якщо в рівняння (б) підставити знайдені значення  $C$  і  $q$ , то отримаємо рівняння температурної кривої:

$$t_x = t_{c1} - \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c2}}x. \quad (8.5)$$

Останнє свідчить, що при постійному значенні 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.

**8.2.2. Багатошарова стінка.** Стінки, що складаються з декількох однорідних шарів, називаються багатошаровими. Саме такими є, наприклад, стіни 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. Хай стінка складається з трьох різномірних, але щільно прилеглих один до одного

шарів (рис. 8.4). Товщина першого шару дорівнює  $\delta_1$  другого –  $\delta_2$  і третього –  $\delta_3$ . Відповідно коефіцієнти теплопровідності шарів рівні  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ . Крім цього, відомі температури зовнішньої поверхні стінки  $t_{c1}$  і  $t_{c4}$ . Тепловий контакт між поверхнями вважаємо ідеальним, температуру в місцях контакту позначимо через  $t_{c2}$  і  $t_{c3}$ .

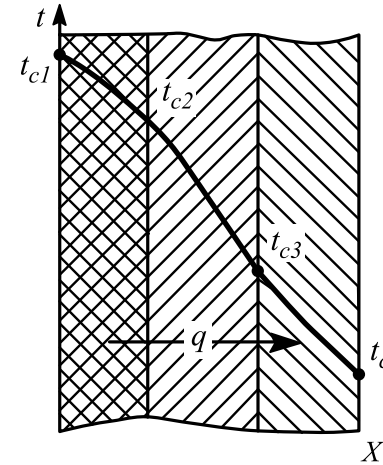


Рис. 8.4. Багатошарова плоска стінка

При стаціонарному режимі щільність потоку  $q$  постійна і для всіх шарів однакова. Тому на підставі (8.4) можна записати:

$$\left. \begin{aligned} q &= \frac{\lambda_1}{\delta_1}(t_{c1} - t_{c2}); \\ q &= \frac{\lambda_2}{\delta_2}(t_{c2} - t_{c3}); \\ q &= \frac{\lambda_3}{\delta_3}(t_{c3} - t_{c4}). \end{aligned} \right\} \quad (д)$$

З цих рівнянь легко визначити зміну температури в кожному шарі:

$$\left. \begin{aligned} t_{c1} - t_{c2} &= q \frac{\lambda_1}{\delta_1}; \\ t_{c2} - t_{c3} &= q \frac{\lambda_2}{\delta_2}; \\ t_{c3} - t_{c4} &= q \frac{\lambda_3}{\delta_3}. \end{aligned} \right\} \quad (е)$$



Сума змін температури в кожному шарі складає повний температурний натиск. Складаючи ліві і праві частини системи рівнянь (е), отримуємо:

$$t_{c1} - t_{c4} = q (\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \delta_3 / \lambda_3). \quad (ж)$$

Із співвідношення (ж) визначається значення щільності теплового потоку:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c4}}{\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \delta_3 / \lambda_3}. \quad (8.6)$$

За аналогією з викладеним можна відразу написати розрахункову формулу для розрахунку  $n$  - стінки з декількома шарами:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{cn+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \quad (8.7)$$

Оскільки кожен доданок знаменника в (8.6) є термічним опором шару, то з рівняння випливає, що загальний термічний опір багатошарової стінки дорівнює сумі приватних опорів рівняння (8.7).

Якщо значення щільності теплового потоку з (8.6) підставити в (е), знайдемо значення невідомих температур  $t_{c2}$  і  $t_{c3}$ .

$$\left. \begin{aligned} t_{c2} &= t_{c1} - q \frac{\lambda_1}{\delta_1}; \\ t_{c3} &= t_{c2} - q \frac{\lambda_2}{\delta_2} = t_{c4} + q \frac{\lambda_3}{\delta_3}. \end{aligned} \right\} \quad (8.8)$$

Всередині кожного шару температурна крива змінюється по прямій, але для багатошарової стінки в цілому вона є ламаною лінією (рис. 8.4).

Іноді задля скорочення розрахунків багатошарову стінку розраховують як одношарову (однорідну) товщиною  $\delta$ . При цьому в розрахунок вводиться так званий еквівалентний коефіцієнт теплопровідності, який визначається із співвідношення:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c4}}{\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \delta_3 / \lambda_3} = \frac{\lambda_{\text{ек}}}{\Delta} (t_{c1} - t_{c4}). \quad (3)$$

Звідси маємо, що

$$\lambda_{\text{ек}} = \frac{\Delta}{\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \delta_3 / \lambda_3} = \frac{\delta_1 + \delta_2 + \delta_3}{\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \delta_3 / \lambda_3}. \quad (8.9)$$

Таким чином,  $\lambda_{\text{ек}}$  залежить тільки від значень термічних опорів і товщини окремих шарів.

При виведенні розрахункової формули для багатошарової стінки ми припускали, що шари щільно прилягають один до одного і

завдяки ідеальному тепловому контакту дотичні поверхні різних шарів мають одну і ту ж температуру. Проте, якщо поверхні мають нерівності, їхнє тісне прилягання неможливе, і між шарами утворюються повітряні зазори. Оскільки теплопровідність повітря мала [ $\lambda \approx 0,025 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$ ], наявність навіть дуже тонких зазорів може сильно вплинути у бік зменшення еквівалентного коефіцієнта теплопровідності багатошарової стінки.

### 8.3. Теплопровідність циліндричної стінки

**8.3.1. 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  $\lambda$ . Внутрішня і зовнішня поверхні підтримуються при постійних температурах  $t_{c1}$  і  $t_{c2}$ , причому  $t_{c1} > t_{c2}$  (рис. 8.5) і температура змінюється тільки в радіальному напрямі. Отже, температурне поле тут буде одновимірним, а ізотермічні поверхні циліндричними, такими, що мають з трубою загальну вісь.

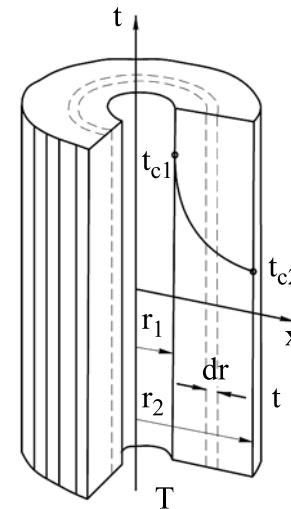


Рис. 8.5. Однорідна циліндрична стінка

Виділимо усередині стінки кільцевий шар з радіусом  $r$  і  $dr$  товщиною, обмежений ізотермічними поверхнями. Згідно з законом Фур'є кількість тепла, що проходить в одиницю часу через цей шар, дорівнює:

$$Q = -\lambda F \frac{dt}{dr} = -2 \pi \lambda r l \frac{dt}{dr}. \quad (a)$$

Розділивши змінні, маємо:

$$dt = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \frac{dr}{r}. \quad (6)$$

Після інтегрування рівняння (6) знаходимо:

$$t = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln r + C. \quad (B)$$

Підставляючи значення змінних на межах стінки (при  $r = r_1, t = t_{c1}$  і при  $r = r_2, t = t_{c2}$ ) і виключаючи постійну, отримуємо наступну розрахункову формулу:

$$|q_0| = \frac{\pi l (t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}. \quad (8.10)$$

Отже, кількість тепла, передана в одиницю часу через стінку труби прямо пропорційна коефіцієнту теплопровідності  $\lambda$ , довжині  $l$  і 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 наступного вигляду:

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{\pi \Delta t}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}; \quad (8.11)$$

де  $q_l$  – лінійна щільність теплового потоку, Вт/м;

$$q_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{Q}{\pi d_1 l} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{2\lambda} d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}; \quad (8.12)$$

$$q_2 = \frac{Q}{F_2} = \frac{Q}{\pi d_2 l} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{2\lambda} d_2 \ln \frac{d_2}{d_1}}. \quad (8.13)$$

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:

$$q_1 = \pi d_1 q_2 = \pi d_2 q_2 \quad \text{або} \quad d_1 q_1 = d_2 q_2.$$

Рівняння температурної кривої усередині однорідної циліндрової

стінки виводяться з рівняння (B). Підставляючи сюди значення  $Q$  і  $C$ , маємо:

$$t_x = t_{c1} - \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_x}{d_1} = t_{c1} - \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \ln \frac{d_x}{d_1}. \quad (8.14)$$

Отже, в цьому випадку при постійному значенні  $\lambda$  температура змінюється за логарифмічною кривою (рис. 8.5).

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%.

**8.3.2. Багат шарова циліндрична стінка.** Хай циліндрична стінка складається з трьох різнорідних шарів. Діаметри і коефіцієнти теплопровідності окремих шарів відомі (рис. 8.6).

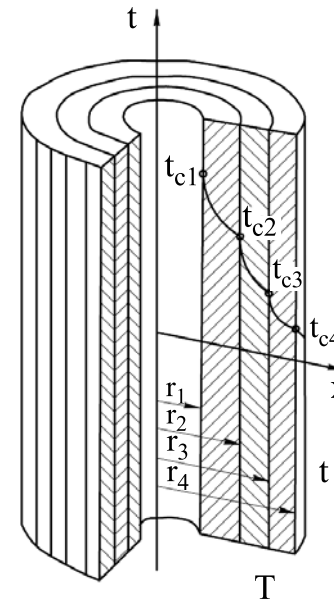


Рис. 8.6. Багат шарова циліндрична стінка

Крім того, відомі температури внутрішньої і зовнішньої поверхонь багат шарової стінки  $t_{c1}$  і  $t_{c4}$ . У місцях прилягання шарів температури невідомі, позначимо їх через  $t_{c2}$  і  $t_{c3}$ .

При стаціонарному тепловому режимі через всі шари проходить одна кількість тепла. Тому на підставі (8.11) можна написати:

$$\left. \begin{aligned} q_l &= \frac{2\pi(t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}}; \\ q_l &= \frac{2\pi(t_{c2} - t_{c3})}{\frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}}; \\ q_l &= \frac{2\pi(t_{c3} - t_{c4})}{\frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}. \end{aligned} \right\} \quad (Г)$$

З цих рівнянь визначається температурний перепад у кожному шарі:

$$\left. \begin{aligned} t_{c1} - t_{c2} &= \frac{q_l}{2\pi \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}; \\ t_{c2} - t_{c3} &= \frac{q_l}{2\pi \lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}; \\ t_{c3} - t_{c4} &= \frac{q_l}{2\pi \lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}. \end{aligned} \right\} \quad (д)$$

Сума цих перепадів складає повний температурний натиск. Складаючи окремо ліві і праві частини системи (д), маємо:

$$t_{c1} - t_{c4} = \frac{q_l}{2\pi} \left( \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \right). \quad (е)$$

Значення лінійної щільності теплового потоку становить:

$$q_l = \frac{2\pi(t_{c1} - t_{c4})}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}. \quad (8.15)$$

За аналогією з цим відразу можна написати розрахункову формулу  $n$ - шарової стінки:

$$q_l = \frac{2\pi(t_{c1} - t_{cn+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} = \frac{\pi(t_{c1} - t_{cn+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}. \quad (8.16)$$

Значення невідомих температур  $t_{c2}$  і  $t_{c3}$  поверхонь прилягання шарів визначаються з (д):

$$\left. \begin{aligned} t_{c2} &= t_{c1} - \frac{q_l}{2\pi \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}; \\ t_{c3} &= t_{c2} - \frac{q_l}{2\pi \lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}. \end{aligned} \right\} \quad (8.17)$$

Згідно з (8.14) усередині кожного шару температура змінюється за логарифмічним законом, але для багатошарової стінки в цілому температурна крива є ламаною кривою (рис. 8.6).

## Приклади рішення типових завдань до теми 8

### Приклад 8.1

Визначити втрати тепла в одиницю часу через цегляну стінку довжиною 5 м, висотою 3 м і товщиною 250 мм, якщо на поверхнях стінки

Дано:  
 $l = 5 \text{ м}$   
 $h = 3 \text{ м}$   
 $\delta = 250 \text{ мм} = 0,25 \text{ м}$   
 $t_{c1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $t_{c2} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $\lambda = 0,6 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}$   
 $Q = ?$

підтримуються температури  $t_{c1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  і  $t_{c2} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$ . Коефіцієнт теплопровідності цегли  $\lambda = 0,6 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}$ .

Рішення  
 Згідно з формулою (8.4):

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}) = \frac{0,6}{0,25} [20 - (-30)] = 120 \text{ Вт / м}^2;$$

$$Q = q \cdot F = 120 \cdot 15 = 1800 \text{ Вт},$$

де  $F = l \cdot h = 5 \cdot 3 = 15 \text{ м}^2$ .

### Приклад 8.2

Дано:  
 $\delta_1 = 0,5 \text{ мм} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$   
 $\delta_2 = 0,05 \text{ мм} = 0,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}$   
 $\lambda_1 = 60 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}$   
 $\lambda_2 = 0,15 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}$   
 $\lambda_{\text{эк}} = ?$

Визначити значення еквівалентного коефіцієнта теплопровідності пакету трансформаторного заліза з  $n$  листів, якщо товщина кожного листа  $\delta_1 = 0,5 \text{ мм}$  і між ними прокладений папір, завтовшки  $\delta_2 = 0,05 \text{ мм}$ . Коефіцієнт теплопровідності заліза  $\lambda_1 = 60 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}$  і паперу  $\lambda_2 = 0,15 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}$ .

Рішення

Згідно з формулою (8.9) маємо:

$$\lambda_{\text{эк}} = \frac{\sum_{i=1}^n \delta_i}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{0,55 \cdot 10^{-3} \cdot n}{\left( \frac{0,55 \cdot 10^{-3}}{60} + \frac{0,05 \cdot 10^{-3}}{0,15} \right) n} = 1,61 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}.$$

### Приклад 8.3

Стіни сушильної камери побудовані з шару червоної цегли завтовшки  $\delta_1 = 250 \text{ мм}$  і шару будівельної повсті. Температура на зовнішній поверхні цегляного шару  $t_{c1} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$  і на зовнішній поверхні повстяного шару  $t_{c3} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### Приклад 8.5

Дано:  
 $\delta_1 = 250 \text{ мм} = 0,25 \text{ м}$   
 $t_{c1} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $t_{c3} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $q = 110 \text{ Вт/м}^2$   
 $\lambda_1 = 0,7 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$   
 $\lambda_2 = 0,0465 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$   
 $t_{c2}, \delta_2 - ?$

Коефіцієнт теплопровідності червоної цегли  $\lambda_1 = 0,7 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  і будівельної повсті  $\lambda_2 = 0,0465 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ .

Обчислити температуру в площині прилягання шарів і товщину повстяного шару за умови, що теплові втрати через  $1 \text{ м}^2$  стінки камери не перевищують  $q = 110 \text{ Вт/м}^2$ .

Рішення

Щільність теплового потоку через шар цегли визначається за формулою

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_{c1} + t_{c2}), \text{ Вт/м}^2, \text{ звідси}$$

$$t_{c2} = t_{c1} - q \frac{\lambda_1}{\delta_1} = 110 \frac{0,25}{0,7} = 70,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Щільність теплового потоку через шар повсті визначається за формулою

$$q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_{c2} + t_{c3}), \text{ звідси}$$

$$\delta_2 = \frac{\lambda_2}{q} (t_{c2} - t_{c3}) = \frac{0,0465}{110} (70,7 - 25) \approx 0,019 \text{ м} = 19 \text{ мм}.$$

### Приклад 8.4

Дано:  
 $d_1 = 32 \text{ мм}$   
 $d_2 = 42 \text{ мм}$   
 $\lambda = 0,7 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$   
 $t_{c1} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $t_{c2} = 580 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $q_1 - ?$

Змійовики пароперегрівача виконані з труб жаротривкої сталі діаметром  $d_2 / d_1 = 42 / 32 \text{ мм}$  з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda = 0,7 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ . Температура на зовнішній поверхні труби  $t_{c2} = 580 \text{ }^\circ\text{C}$  і на внутрішній поверхні  $t_{c1} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Обчислити лінійну щільність теплового потоку  $q_1, \text{ Вт/м}$ .

Рішення

Згідно з (8.11):

$$q_l = \frac{\pi \Delta t}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{3,14(580 - 450)}{\frac{1}{2 \cdot 0,7} \ln \frac{42}{32}} = 42030,83 \text{ Вт/м}.$$

Дано:  
 $d_1 = 160 \text{ мм}$   
 $d_2 = 170 \text{ мм}$   
 $\delta_2 = 30 \text{ мм}$   
 $\delta_3 = 50 \text{ мм}$   
 $\lambda_1 = 50 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$   
 $\lambda_2 = 0,15 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$   
 $\lambda_3 = 0,08 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$   
 $t_{c1} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $t_{c4} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $q_1, t_{c2}, t_{c3} - ?$

Паропровід діаметром  $d_2 / d_1 = 170 / 160 \text{ мм}$  покритий двошаровою ізоляцією. Товщина першого шару  $\delta_2 = 30 \text{ мм}$  і другого  $\delta_3 = 50 \text{ мм}$ .

Коефіцієнти теплопровідності труби і ізоляції відповідно дорівнюють:  $\lambda_1 = 50, \lambda_2 = 0,15$  і  $\lambda_3 = 0,08 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ . Температура внутрішньої поверхні паропроводу  $t_{c1} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$  і зовнішньої поверхні  $t_{c4} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Визначити лінійну щільність теплового потоку і температури на поверхнях розділу окремих шарів.

Рішення

Згідно з (8.15):

$$q_l = \frac{2\pi (t_{c1} - t_{c4})}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} =$$

$$= \frac{2\pi (300 - 50)}{\frac{1}{50} \ln \frac{170}{160} + \frac{1}{0,15} \ln \frac{230}{170} + \frac{1}{0,08} \ln \frac{330}{230}} = 240 \text{ Вт/м}.$$

Тут  $d_3 = d_2 + 2\delta_2 = 170 + 2 \cdot 30 = 230 \text{ мм}$ ;

$d_4 = d_3 + 2\delta_3 = 230 + 2 \cdot 50 = 330 \text{ мм}$ .

Далі згідно з (8.17) маємо:

$$t_{c2} = t_{c1} - \frac{q_l}{2\pi \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} = 300 - \frac{240}{2\pi} \frac{1}{50} \ln \frac{170}{160} \approx 300 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{c3} = t_{c2} - \frac{q_l}{2\pi \lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} = 300 - \frac{240}{2\pi} \frac{1}{0,15} \ln \frac{230}{170} \approx 223 \text{ }^\circ\text{C},$$

або

$$t_{c3} = t_{c4} + \frac{q_l}{2\pi \lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} = 50 + \frac{240}{2\pi} \frac{1}{0,08} \ln \frac{330}{230} \approx 223 \text{ }^\circ\text{C}.$$

## Приклади для самостійного рішення до теми 8

### Приклад 8.6

Визначити коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, якщо при її товщині  $\delta = 40$  мм і різниці температур на поверхнях  $\Delta t = 20$  °С, щільність теплового потоку  $q = 145$  Вт/м<sup>2</sup>.

Відповідь:  $\lambda = 0,29$  Вт/(м·К).

### Приклад 8.7

Визначити еквівалентний коефіцієнт теплопровідності плоскої стінки, що складається з трьох шарів ізоляції: внутрішнього  $\delta_1 = 10$  мм,  $\lambda_1 = 0,29$  Вт/(м·К), основного з діатомітової цегли  $\delta_2 = 60$  мм,  $\lambda_2 = 0,14$  Вт/(м·К), і зовнішнього штукатурного  $\delta_3 = 5$  мм,  $\lambda_3 = 1,16$  Вт/(м·К).

Відповідь:  $\lambda_{\text{ек}} = 0,16$  Вт/(м·К).

### Приклад 8.8

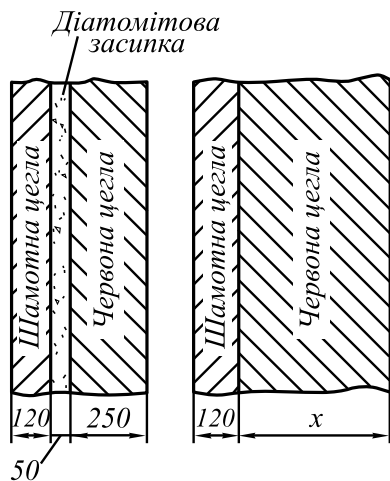


Рис. 8.7. До прикладу 8.8

Відповідь:  $\delta_3 = 500$  мм.

### Приклад 8.9

Паропровід діаметром  $d_2 / d_1 = 160 / 150$  мм покритий шаром теплової ізоляції завтовшки  $\delta_{\text{уз}} = 100$  мм. Коефіцієнти теплопровідності стінки труби  $\lambda_1 = 50$  Вт/(м·К) і ізоляції  $\lambda_2 = 0,08$  Вт/(м·К). Темпе-

168

Обмурівка печі складається з шарів шамотної і червоної цегли, між якими розташована засипка діатоміту (рис. 8.7).

Товщина шамотного шару  $\delta_1 = 120$  мм, діатомітової засипки  $\delta_2 = 50$  мм і червоної цеглини  $\delta_3 = 250$  мм. Коефіцієнти теплопровідності відповідно дорівнюють:  $\lambda_1 = 0,93$ ,  $\lambda_2 = 0,13$  і  $\lambda_3 = 0,7$  Вт/(м·К).

Якої товщини слід зробити шар червоної цегли  $\delta_3$ , якщо відмовитися від застосування засипки з діатоміту, щоб тепловий потік через обмурівку залишався незмінним?

ратура внутрішньої поверхні паропроводу  $t_{c1} = 400$  °С і зовнішньої поверхні ізоляції  $t_{c3} = 50$  °С (рис.8.8).

Знайти теплові втрати з 1 м паропроводу і температуру на межі прилягання паропроводу та ізоляції.

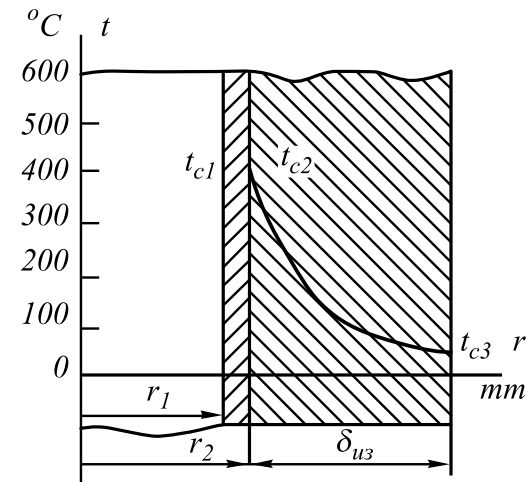
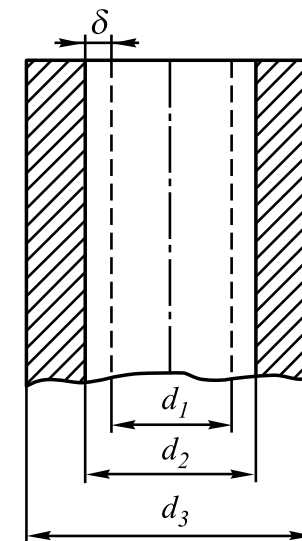


Рис. 8.8. До прикладу 8.9

Відповідь:  $q_1 = 216$  Вт/м,  $t_{c2} \approx 400$  °С.

### Приклад 8.10



Залізобетонний димар (рис. 8.9) внутрішнім діаметром  $d_2 = 800$  мм і зовнішнім діаметром  $d_3 = 1300$  мм футерований усередині вогнетривким матеріалом.

Визначити товщину футерування і температуру зовнішньої поверхні груби  $t_{c3}$  за умови, щоб теплові втрати з 1 м труби не перевищували 2000 Вт/м, а температура внутрішньої поверхні залізобетонної стінки  $t_{c2}$  не перевищувала 200 °С. Температура внутрішньої поверхні футеровки  $t_{c1} = 425$  °С, коефіцієнт теплопровідності футеровки  $\lambda_1 = 0,5$  Вт/(м·К); коефіцієнт теплопровідності бетону  $\lambda_2 = 0,5$  Вт/(м·К).

Відповідь  $\delta = 120$  мм,  $t_{c3} = 59$  °С.

Рис. 8.9. До прикладу 8.10

## Питання для самопідготовки до теми 8

1. Прості види теплообміну. Тепловіддача. Теплопередача.
2. Дати визначення теплового потоку, щільності теплового потоку, їхні розмірності.
3. Що таке температурне поле, його рівняння при стаціонарному і нестаціонарному режимах для одно-, дво- і тривимірного поля?
4. Що називається градієнтом температури?
5. Закон Фур'є. Коефіцієнт 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 багат шарової плоскої стінки?
9. Що називається еквівалентним коефіцієнтом теплопровідності багат шарової плоскої стінки?
10. За яким законам 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 багат шарової циліндричної стінки?

## Тема 9. Конвективний теплообмін

### 9.1. Основний закон конвективного теплообміну (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 гріється або кипить вода; повітря в кімнаті гріється від гарячих приладів опалювання та ін. Процес теплообміну між поверхнею твердого тіла і рідиною називається *тепловіддачею*, а поверхня тіла, через яку переноситься теплота, *поверхнею теплообміну або поверхнею тепловіддачі*.

Згідно з законом Ньютона-Ріхмана тепловий потік у процесі тепловіддачі пропорційний площі поверхні теплообміну  $F$  і різниці температур поверхні  $t_c$  і рідини  $t_{жл}$ :

$$Q = a \cdot F |t_c - t_{жл}|. \quad (9.1)$$

У процесі тепловіддачі, незалежно від напрямку теплового потоку  $Q$  (від стінки до рідини чи навпаки), значення його прийнято вважати за позитивне, тому різницю  $|t_c - t_{жл}|$  беруть по абсолютній величині, тобто від більшого значення віднімають менше.

Коефіцієнт пропорційності  $a$  називається *коефіцієнтом тепловіддачі*; його одиниця вимірювання Вт/(м<sup>2</sup>·К). Він характеризує інтенсивність процесу тепловіддачі. Чисельне значення його дорівнює тепловому потоку від одиничної поверхні теплообміну при різниці температур поверхні і рідини в один кельвін:

$$a = \frac{Q}{F |t_c - t_{жл}|} = \frac{q}{|t_c - t_{жл}|}. \quad (9.2)$$

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 дослідях (1884 р), слід розрізняти два режими руху рідини: *ламінальний* і *турбулентний*, описані різними рівняннями.

У потоці ламінарного руху всі частинки рідини рухаються паралельно і не перемішуються одна з одною. При цьому передача теплоти від однієї частинки рідини до іншої відбувається тільки теплопровідністю, а оскільки коефіцієнт теплопровідності рідин (краще газів) невеликий, то і розповсюдження теплоти по всій масі рідини при ламінарному потоці 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.

## 9.2. 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 досліди 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.9.1) зв'язані співвідношенням:

$$l'_1 / l''_1 = l'_2 / l''_2 = l'_3 / l''_3 = h' / h'' = C_1, \quad (9.3)$$

де  $C_1$  – постійна геометричної подібності.

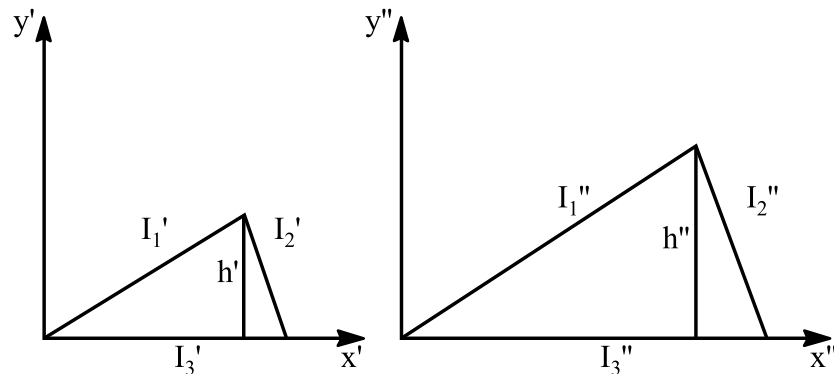


Рис. 9.1. Геометрична подібність трикутників

Подібними можуть бути не тільки геометричні фігури, але і

будь-які фізичні процеси, наприклад, процеси конвективного теплообміну, що протікають в теплообмінному апараті або його моделі.

У 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 і ін. Такі безрозмірні комплекси називаються *числами (критеріями) подібності*.

Числам (критеріям) подібності надані імена учених, 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 наступної формули

$$Nu = a \cdot l_0 / \lambda, \quad (9.4)$$

де  $a$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $l_0$  – визначальний лінійний розмір, м;  $\lambda$  – 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. При поперечному обтіканні труб у рівняння (9.4) 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:

$$Re = w_0 \cdot l_0 / \nu, \quad (9.5)$$

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, м<sup>2</sup>;  $\rho$  – щільність рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $\nu$  – кінетичний коефіцієнт в'язкості, м<sup>2</sup>/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:

$$Pr = \nu / \alpha, \quad (9.6)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт теплопровідності рідини,  $m^2/s$ .

У правій частині рівняння (9.6) 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 трохи 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  $Pr$ :

$$Pe = Re \cdot Pr = w_0 \cdot l_0 / \alpha. \quad (9.7)$$

**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:

$$Gr = \beta g l_0^3 \Delta t / \nu^2, \quad (9.8)$$

де  $\beta$  – температурний коефіцієнт температурного розширення, (для ідеальних газів  $\beta = 1/273,15 K^{-1}$ );  $g$  – прискорення вільного падіння,  $m/s^2$ ;  $\Delta t$  – 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  $t_{жс}$ .

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  $t_{жс1}$  і при

виході з нього  $t_{жс2}$  менше 2, то середня температура рідини по довжині каналу  $t_{жс.ср}$  може визначатися як середня арифметична температура

$$t_{жс.ср} = 0,5 (t_{жс1} + t_{жс2}). \quad (9.9)$$

При значній різниці температур  $t_{жс1}$  і  $t_{жс2}$  середня температура рідини визначається як середня логарифмічна температура:

$$t_{жс.ср} = \frac{\Delta t_{ex} - \Delta t_{вух}}{2,31g (\Delta t_{ex} / \Delta t_{вух})}. \quad (9.10)$$

Тут  $\Delta t_{ex}$  і  $\Delta t_{вух}$  – 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 вказати, яка з цих температур прийнята в даному конкретному випадку як визначна, в розрахункові рівняння вводяться відповідні індекси («с» або «жс»). 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:  $Re_{d,жс}$ ;  $Nu_{l,жс}$ ;  $Nu_{h,жс}$  (або  $Re_{d,c}$ ;  $Nu_{l,c}$ ;  $Nu_{h,c}$ ).

### 9.3. Узагальнені математичні залежності у процесах конвективного теплообміну

Головним завданням вивчення процесів теплообміну є визначення коефіцієнта тепловіддачі 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

$$Nu = C Re^m Pr^n Gr^p (Pr_{жс} / Pr_c)^{0,25}. \quad (9.11)$$

Значення коефіцієнта  $C$  і показників степеня  $m$ ,  $n$ ,  $p$  визначаються дослідним шляхом для конкретних випадків конвективного теплообміну.

У рівнянні (9.11) складна залежність коефіцієнта тепловіддачі від великого числа фізичних величин ( $w_0$ ,  $l_0$ ,  $\nu$ ,  $c$ ,  $c_p t$  та ін.) замінюється



залежністю числа  $Nu$  тільки від трьох чисел подібності:  $Re$ ,  $Gr$  і  $Pr$ .

#### 9.4. Тепловіддача при обтіканні плоскої поверхні (пластини)

Узагальнене рівняння (9.11) властиве для будь-яких випадків конвективного теплообміну. В окремому випадку, при вимушеному рухові рідини уздовж гладкої плити, узагальнене рівняння приймає вигляд

$$Nu_{l,ж} = C Re_{l,ж}^m Pr_{ж}^n (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25}. \quad (9.12)$$

Тут визначальними величинами є швидкість потоку  $w_0$ , температура унікаючого потоку  $t_{жс}$ , 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.

При ламінарній течії ( $Re_{l,ж} < 5 \cdot 10^5$ ) розрахункове рівняння приймає вигляд

$$Nu_{l,ж} = 0,66 Re_{l,ж}^{0,5} Pr_{ж}^{0,33} (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25}. \quad (9.13)$$

При турбулентній течії ( $Re_{l,ж} > 5 \cdot 10^5$ )

$$Nu_{l,ж} = 0,037 Re_{l,ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25}. \quad (9.14)$$

Визначенням  $Q_{CP} = \int_0^{\tau_0} Q \frac{d\tau}{\tau_0}$  враховується температурний натиск ( $t_c - t_{жс}$ ). Чим менше цей натиск, тим більше  $(Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25}$  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 наступні:

при ламінарній течії:

$$Nu_{l,ж} = 0,57 Re_{l,ж}^{0,5}. \quad (9.15)$$

при турбулентній течії:

$$Nu_{l,ж} = 0,032 Re_{l,ж}^{0,8}. \quad (9.16)$$

У рівняннях (9.13)...(9.16) температура стінки приймається постійною ( $t_c - const$ ).

#### 9.5. Тепловіддача при русі рідини в трубі

Узагальнені рівняння для середнього значення коефіцієнта тепловіддачі при вимушеному русі рідини по трубах мають вигляд:

а) при ламінарній течії ( $Re_{d,ж} < 2 \cdot 10^3$ ):

$$Nu_{d,ж} = 1,4 (Re_{d,ж} \cdot d / l)^{0,4} Pr_{ж}^{0,33} (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25}; \quad (9.17)$$

б) при турбулентній течії ( $Re_{d,ж} > 10^4$ ):

$$Nu_{d,ж} = 0,021 Re_{d,ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25}. \quad (9.18)$$

У рівняннях (9.17) і (9.18) визначальним розміром є внутрішній діаметр труби. Ці рівняння можуть застосовуватися до процесів протікання рідини по прямим 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

$$\varepsilon_R = 1 + 1,77 d / R,$$

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  $\varepsilon_1 = a_1 / a$ , яка приведена в табл. 9.1. З таблиці видно, що при відношенні  $l / d \geq 50$  вплив початкової ділянки труби можна не враховувати.

Таблиця 9.1

| $Re_{d,ж}$     | Поправка $\varepsilon_1$ |      |      |      |      |      |      |      |
|----------------|--------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
|                | $\frac{l}{d}$            |      |      |      |      |      |      |      |
|                | 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 |

## 9.6. Тепловіддача при поперечному обтіканні труб

**Одиначна труба.** Розглянемо спочатку процес тепловіддачі при обтіканні поперечним потоком рідини одиначної труби. При такому обтіканні (рис. 9.2) значення коефіцієнта  $\alpha$  по колу труби неоднакове.

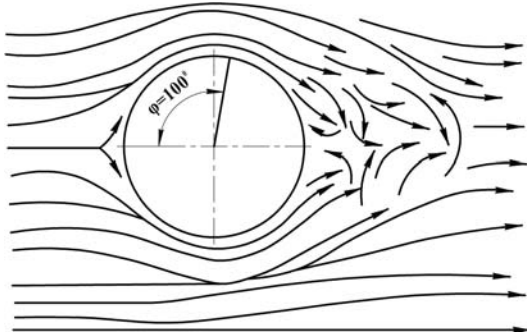


Рис. 9.2. Обтікання одиначної труби поперечним потоком рідини

Максимальним значення коефіцієнта  $\alpha$  зазвичай буває на лобовій частині труби (на рисунку – ліворуч), коли  $\gamma = 0^\circ$ . Мінімальним значення коефіцієнта  $\alpha$  є при куту атаки  $\gamma = 100^\circ$ , потім у зоні утворення вихрив цей коефіцієнт знову збільшується внаслідок кращого перемішування частинок оточуючої рідини.

Узагальнені рівняння для визначення середнього значення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  по периметру труби впливають з рівняння (9.11) 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 наступні:

$$\text{при } (Re_{d,ж} < 10^3) \quad Nu_{d,ж} = 0,56 Re_{d,ж}^{0,50} Pr_{ж}^{0,36} (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25}; \quad (9.19)$$

$$\text{при } (Re_{d,ж} > 10^3) \quad Nu_{d,ж} = 0,28 Re_{d,ж}^{0,60} Pr_{ж}^{0,36} (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25}. \quad (9.20)$$

Для повітря обидва рівняння спрощуються і мають вигляд:

$$\text{при } (Re_{d,ж} < 10^3) \quad Nu_{d,ж} = 0,49 Re_{d,ж}^{0,50}; \quad (9.21)$$

$$\text{при } (Re_{d,ж} > 10^3) \quad Nu_{d,ж} = 0,245 Re_{d,ж}^{0,60}. \quad (9.22)$$

У рівняннях (9.19)...(9.22) визначальним розміром є діаметр труби. Всі величини, що входять у ці рівняння, слід визначати при середній температурі рідини.

Розрахункові рівняння (9.19)...(9.22) властиві тільки для круглих труб. Процес тепловіддачі для труб інших перетинів (квадратних, овальних і ін.) складніший.

Крім того, значення коефіцієнта тепловіддачі, що підраховуються по цих залежностях, відносяться до потоку рідини, який рухається перпендикулярно осі труби. При зменшенні кута атаки  $\gamma$  коефіцієнта  $\alpha$  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 одиначна труба, а пучок труб, то інтенсивність тепловіддачі залежатиме не тільки від чинників, що впливають на тепловіддачу одиначної труби, але і від взаємного розташування труб у пучку.

У практиці зазвичай застосовують коридорне і шахове розташування труб у пучку (рис. 9.3).

Характеристикою пучка є відношення поперечного перетину  $S_1$  і поздовжнього  $S_2$  кроків до діаметра труб, тобто відношення  $S_1 / d$  і  $S_2 / d$ .

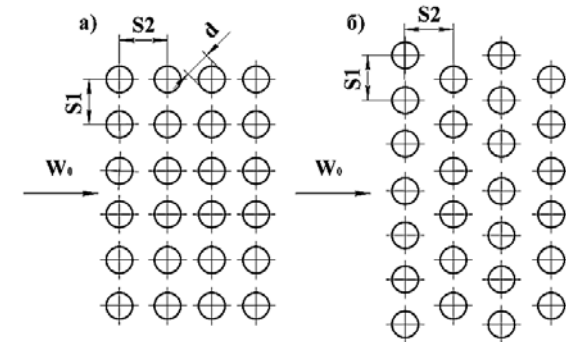


Рис. 9.3. Пучки труб з коридорним (а) і шаховим (б) розташуванням труб

Тепловіддача в пучку багато в чому залежить також від руху рідини. При ламінарній течії набігаючого потоку і при малому значенні числа Рейнольдса ( $Re_{d,ж} < 10^3$ ) такий же характер режиму руху може зберігатися і в потоці, рухомому в пучку. При  $Re_{d,ж} \approx 10^3 \dots 10^5$  і ламінарному режимі руху набігаючого потоку в пучку утворюється

турбулентний режим, і, нарешті, при  $Re_{d,ж} > 10^5 \dots 2 \cdot 10^5$  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 переходить 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)  $\alpha_3$  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  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  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  $\alpha$  по периметру труби для одного ряду труб залежно від їхнього розташування в пучку і від характеру руху рідини можуть бути підраховані наступними рівняннями:

а) коридорне розташування труб у пучку:

$$\text{при } (Re_{d,ж} < 10^3) \quad Nu_{d,ж} = 0,56 Re_{d,ж}^{0,50} Pr_{ж}^{0,36} (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25}; \quad (9.23)$$

$$\text{при } (Re_{d,ж} > 10^3) \quad Nu_{d,ж} = 0,22 Re_{d,ж}^{0,65} Pr_{ж}^{0,36} (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25}. \quad (9.24)$$

б) шахове розташування труб:

$$\text{при } (Re_{d,ж} < 10^3) \quad Nu_{d,ж} = 0,56 Re_{d,ж}^{0,50} Pr_{ж}^{0,36} (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25}; \quad (9.25)$$

$$\text{при } (Re_{d,ж} > 10^3) \quad Nu_{d,ж} = 0,40 Re_{d,ж}^{0,60} Pr_{ж}^{0,36} (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25}. \quad (9.26)$$

Для повітря розрахункові рівняння наступні:

а) коридорне розташування труб у пучку:

$$\text{при } (Re_{d,ж} < 10^3) \quad Nu_{d,ж} = 0,49 Re_{d,ж}^{0,50}; \quad (9.27)$$

$$\text{при } (Re_{d,ж} > 10^3) \quad Nu_{d,ж} = 0,194 Re_{d,ж}^{0,65}. \quad (9.28)$$

б) шахове розташування труб у пучку:

$$\text{при } (Re_{d,ж} < 10^3) \quad Nu_{d,ж} = 0,49 Re_{d,ж}^{0,50}; \quad (9.29)$$

$$\text{при } (Re_{d,ж} > 10^3) \quad Nu_{d,ж} = 0,35 Re_{d,ж}^{0,60}. \quad (9.30)$$

Рівняння (9.23)...(9.30) властиві для потоку рідини, спрямованого перпендикулярно трубам у пучку. Для інших кутів атаки цей коефіцієнт зменшується. Відповідні значення поправки  $\alpha$  залежно від кута атаки  $\gamma$  приводяться в табл. 9.2.

Таблиця 9.2

Поправка  $\varepsilon_\zeta$  залежно від кута атаки  $\zeta$

| $\gamma, ^\circ$ | 90   | 80   | 70   | 60   | 50   | 40   | 30   | 20   | 10   |
|------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $\alpha$         | 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.

## 9.7. Тепловіддача при вільній (природній) 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, таким чином 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 наступні узагальнені залежності:

а) для ламінарного режиму течії при горизонтальних трубах у межах значення  $10^3 < Gr_{d,жс} \cdot Pr_{жс} < 10^8$

$$Nu_{d,жс} = 0,50 (Gr_{d,жс} \cdot Pr_{жс})^{0,25} (Pr_{жс} / Pr_c)^{0,25}; \quad (9.31)$$

б) для ламінарного режиму при вертикальних поверхнях труб, плоских стінок у межах значення  $10^3 < Gr_{d,жс} \cdot Pr_{жс} < 10^9$

$$Nu_{d,жс} = 0,76 (Gr_{d,жс} \cdot Pr_{жс})^{0,25} (Pr_{жс} / Pr_c)^{0,25}; \quad (9.32)$$

в) для турбулентного режиму при вертикальних поверхнях труб, плоских стінок, коли  $Gr_{d,жс} \cdot Pr_{жс} < 10^9$

$$Nu_{d,жс} = 0,15 (Gr_{d,жс} \cdot Pr_{жс})^{0,33} (Pr_{жс} / Pr_c)^{0,25}. \quad (9.33)$$

У рівнянні (9.31) для горизонтальних труб характерним розміром є  $l_0 = d$ , а в рівняннях (9.32) і (9.33) (для вертикальних і плоских установок)  $l_0 = h$ . Визначальна температура (у всіх цих трьох випадках) – температура навколишнього середовища  $t_{жс}$ .

## 9.8. Тепловіддача при кипінні рідини

Розрізняють два режими кипіння: *бульбашковий* і *плівковий*. Якщо температура поверхні теплообміну вище за температуру кипіння 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 обігривається, як і зростання бульбашок до відриву, призводить до інтенсивної циркуляції і перемішування рідини в граничному шарі і в результаті посилюється тепловіддача від поверхні стінки до рідини.

При збільшенні температурного напору  $\Delta t$ , що дорівнює різниці  $t_c - t_s$ , збільшується число центрів пароутворення і з бульбашок пари

утворюється суцільна плівка, що являє собою великий термічний опір тепловіддачі від стінки до рідини. При цьому, так званому, *плівковому режимі* кипіння, збільшується температурний натиск і різко зменшується коефіцієнт тепловіддачі.

Все 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 наступні дослідницькі формули при тиску в межах 0,1...4 МПа

$$a = 4,44 q^{0,7} p^{0,15}; \quad (9.34)$$

$$a = 109 \Delta t^{2,33} p^{0,5}, \quad (9.35)$$

де  $a$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $q$  – поверхнева щільність теплового потоку, Вт/м<sup>2</sup>;  $p$  – тиск пари, МПа;  $\tau_{O,CVT}$  – температурний натиск, К.

## 9.9. Тепловіддача при конденсації пари

Розрізняють два види конденсації: *краплинна* і *плівкова*. При зіткненні чистої пари із 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 (9.1). Маючи на увазі, що щільність теплового потоку  $q = Q/F$ , рівняння Ньютона Ріхмана можна представити і в такому вигляді:

$$q = \alpha(t_{жс} - t_c).$$

Тут середнє значення коефіцієнта  $\alpha$  при конденсації пари на вертикальній стінці або вертикальній трубі невеликої висоти може бути визначено за формулою

$$\alpha = 0,943 A \varepsilon_t / \sqrt[4]{h \Delta t}; \quad (9.36)$$

якщо ж конденсація проходить на горизонтальній поверхні (трубі), то

$$\alpha = 0,728 A \varepsilon_t / \sqrt[4]{d_n \Delta t}, \quad (9.37)$$

де  $\Delta t = t_{жс} - t_c$  – температурний натиск, К;  $h$  – висота труби або вертикальної стінки, м;  $A$  – поправка, що враховує фізичні властивості рідини (значення  $A$  для води приведені в табл. 9.3);  $d_n$  – зовнішній діаметр труби, або довжина поверхні, м;  $\varepsilon_t$  – поправка, що враховує залежність фізичних властивостей рідини від її температури (значення  $\varepsilon_t$  для води приведені в табл. 9.4).

Таблиця 9.3

Поправка  $A$  для води

|                    |       |       |       |      |      |      |      |      |       |
|--------------------|-------|-------|-------|------|------|------|------|------|-------|
| $t_{sp}, ^\circ C$ | 100   | 120   | 150   | 180  | 210  | 250  | 280  | 310  | 340   |
| $p_{ш}, МПа$       | 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 9.4

Поправка  $\varepsilon_t$  для води

|               |          |       |       |      |      |
|---------------|----------|-------|-------|------|------|
| $\Delta t, K$ | $p, МПа$ |       |       |      |      |
|               | 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 |

## Приклади рішення типових завдань до теми 9

### Приклад 9.1

Дано:  
 $d_1 = 1,5 \text{ м}$   
 $d_2 = 0,15 \text{ м}$   
 $w_1 = 4 \text{ м/с}$   
 $w_2 - ?$

Необхідно вивчити рух повітря в трубі теплообмінника, внутрішній діаметр якої  $d_1 = 1,5 \text{ м}$ , при швидкості потоку  $w_1 = 4 \text{ м/с}$ . Для цього узятя модель труби  $d_2 = 0,15 \text{ м}$ .

Яку швидкість повітря  $w_2$  потрібно створити в моделі, щоб здійснити в ній гідродинамічну подібність процесу?

### Рішення

Оскільки процес руху повітря в моделі має бути гідро-динамічно подібний до процесу в трубі, числа Рейнольдса мають бути в них такі:  $Re_1 = Re_2$  або  $w_1 l_{01} / \nu_1 = w_2 l_{02} / \nu_2$ .

Визначними лінійними розмірами тут є діаметри труб  $l_{01} = d_1$  і  $l_{02} = d_2$ . Крім того,  $\nu_1 = \nu_2$  (в моделі і трубі теплообмінника протікає одна і та ж рідина – повітря з одними і тими ж значеннями коефіцієнта кінематичної в'язкості), тому  $w_1 d_1 = w_2 d_2$ , звідки:

$$w_2 = w_1 d_1 / d_2 = 4 \cdot 1,5 / 0,15 = 40 \text{ м/с}.$$

Якщо рідин у моделі і трубі теплообмінника мають різні значення  $\nu_1 \neq \nu_2$ , то для збереження гідродинамічної подібності в нових умовах швидкість рідини в моделі має дорівнювати:

$$w_2 = w_1 d_1 \nu_2 / d_2 \nu_1 = 40 \nu_2 / \nu_1 \text{ м/с}.$$

### Приклад 9.2

Дано:  
 $b = 1 \text{ м}$   
 $l = 1,2 \text{ м}$   
 $w_0 = 8 \text{ м/с}$   
 $t_c = 60 ^\circ C$   
 $t_{жс} = 20 ^\circ C$   
 $\alpha, Q - ?$

Рівна плита шириною  $b = 1 \text{ м}$  і довжиною  $l = 1,2 \text{ м}$  обдувається повітрям з швидкістю  $w_0 = 8 \text{ м/с}$ .

Визначити коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  і тепловий потік  $Q$ , якщо  $t_c = 60 ^\circ C$  і  $t_{жс} = 20 ^\circ C$ .

### Рішення

Визначаємо режим руху рідини, для чого знаходимо число Рейнольдса:

$$Re_{l,жс} = \frac{w_0 l}{\nu_{жс}} = \frac{8 \cdot 1,2}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 6,35 \cdot 10^6,$$

$$\nu_{жс} = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с} \text{ (табл. Д.6 додатку)}.$$

У даному випадку число Рейнольдса  $Re_{l,жс} > 5 \cdot 10^5$ , тобто рух рідини турбулентний. Тому розрахунки ведемо за рівнянням (9.16):

$$Nu_{l,жс} = 0,032 Re_{l,жс}^{0,8} = 0,032 \cdot (6,35 \cdot 10^5)^{0,8} = 1,42 \cdot 10^3.$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = \frac{Nu_{l,жс} \lambda}{l} = \frac{1,42 \cdot 10^3 \cdot 0,0259}{1,2} = 30,6 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

$$\lambda_{жс} = 0,0259 \text{ Вт/м} \cdot \text{К} \text{ знаходимо по (табл. Д.6 додатку)}.$$

Тепловий потік дорівнює:

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t = \alpha \cdot F \cdot l (t_c - t_{жс}) = 30,6 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot (60 - 20) = 1470 \text{ Вт} = 1,47 \text{ кВт}.$$

### Приклад 9.3

Дано:  
 $d = 50 \text{ мм}$   
 $l = 3 \text{ м}$   
 $w_0 = 0,8 \text{ м/с}$   
 $t_c = 70 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $t_{жс} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $\alpha - ?$

По трубі внутрішнім діаметром  $d = 50 \text{ мм}$  і довжиною  $l = 3 \text{ м}$  протікає вода з швидкістю  $w_0 = 0,8 \text{ м/с}$ .

Знайти коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$ , якщо середня температура води  $t_{жс} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ , а температура стінки  $t_c = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ .

#### Рішення

Визначаємо режим руху рідини, для чого знаходимо число Рейнольдса:

$$Re_{d,жс} = \frac{w_0 l}{\nu_{жс}}$$

Тут  $w_0 = 0,8 \text{ м/с}$ ,  $l_0 = d = 0,050 \text{ м}$ .

Для води при  $t_{жс} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$   $\nu_{жс} = 0,556 \cdot 10^{-6} \text{ с}$  (таблиця Д.7 додатку).

Отже,

$$Re_{d,жс} = \frac{8 \cdot 0,05}{0,556 \cdot 10^{-6}} \approx 7,2 \cdot 10^6.$$

Оскільки  $Re_{d,жс} > 10^4$ , то характер руху турбулентний.

Для знаходження  $\alpha$  скористаємося розрахунковим рівнянням (9.18):

$$Nu_{d,жс} = 0,021 Re_{d,жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,43} (Pr_{жс} / Pr_c)^{0,25}.$$

Для води  $Pr_{жс} = 3,54$  по  $t_{жс} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $Pr_c = 2,55$  по  $t_c = 70 \text{ }^\circ\text{C}$  (табл. Д.7 додатку):

$$Nu_{d,жс} = 0,021 (7,2 \cdot 10^4)^{0,8} 3,54^{0,43} (3,54 / 2,55)^{0,25} = 303.$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = \frac{Nu_{d,жс} \lambda_{жс}}{d} = \frac{303 \cdot 0,648}{0,05} = 3930 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Тут  $\lambda = 0,648 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  знаходимо по  $t_{жс} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$  (табл. Д.7 додатку).

У даному випадку  $l/d > 50$ , тому поправку  $\varepsilon_1$  на вплив довжини труби не враховуємо.

### Приклад 9.4

Дано:  
 $d_H = 20 \text{ мм}$   
 $w_0 = 0,8 \text{ м/с}$   
 $t_{жс} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $\alpha - ?$

Знайти коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  в поперечному потоці повітря для труби діаметром  $d_H = 20 \text{ мм}$ , якщо  $t_{жс} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  і швидкість повітря  $w_0 = 0,8 \text{ м/с}$ .

### Рішення

Визначаємо значення  $Re$  за формулою 9.5. Визначний розмір при поперечному обтіканні труби  $l_0 = d_H$ .

Для повітря з температурою  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  кінематичний коефіцієнт в'язкості (з табл. Д6 додатку) дорівнює  $\nu_{жс} = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , тоді

$$Re_{d,жс} = \frac{w_0 \cdot l_0}{\nu_{жс}} = \frac{5 \cdot 0,02}{16 \cdot 10^{-6}} = 6,25 \cdot 10^3.$$

При такому значенні  $Re_{d,жс}$  для знаходження  $\alpha$  скористаємося розрахунковим рівнянням (9.22):

$$Nu_{d,жс} = 0,245 Re_{d,жс}^{0,60} = 0,245 (6,25 \cdot 10^3)^{0,60} = 46,5.$$

Отже,

$$\alpha = \frac{Nu_{d,жс} \lambda_{жс}}{d_H} = \frac{46,5 \cdot 0,0267}{0,02} = 62,1 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Тут значення  $\lambda_{жс} = 0,0267 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  знаходимо по  $t_{жс} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  (табл. Д6 додатку).

### Приклад 9.5

Дано:  
 $d_H = 0,1 \text{ мм}$   
 $l = 10 \text{ м}$   
 $t_c = 85 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $t_{жс} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $\alpha, Q - ?$

Для опалювання гаража використовують трубу, в якій протікає гаряча вода. Розрахувати коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  і конвективний тепловий потік  $Q$ , якщо розміри труби  $d_H = 0,1 \text{ мм}$ ,  $l = 10 \text{ м}$ , а температура стінки труби  $t_c = 85 \text{ }^\circ\text{C}$  і температура повітря  $t_{жс} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

#### Рішення

При  $t_{жс} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$   $\lambda_{жс} = 0,0267 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ ;  
 $\nu_{жс} = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $Pr_{жс} = 0,7$ ;  $Pr_c = 0,7$  (табл. Д.6 додатку).

Визначаємо число Грасгофа за формулою 9.8:

$$Gr = \beta g l_0^3 \Delta t / \nu^2.$$

Тут  $\beta = 1/T_{жс} = 1/(20 + 273) = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ 1/К}$ ;  $l_0 = d_H$ , тобто

$$Gr = \frac{3,4 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81 \cdot (85 - 20) \cdot 0,1^3}{(15,06 \cdot 10^{-6})^2} = 9,55 \cdot 10^6;$$

$$Gr_{d,жс} \cdot Pr_{жс} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot 0,7 = 6,685 \cdot 10^6, \text{ тобто } 10^3 < Gr_{d,жс} \cdot Pr_{жс} < 10^8.$$

Підставляємо ці значення в формулу 9.31, отримуємо:

$$Nu_{d,жс} = 0,5 (Gr_{d,жс} \cdot Pr_{жс})^{0,25} (Pr_{жс} / Pr_c)^{0,25} = 0,5 (6,685 \cdot 10^6)^{0,25} = 0,5 (6,685 \cdot 10^6)^{0,25} = 25,4.$$

Тут  $Pr_{жс} / Pr_c = 1$ , оскільки  $Pr_{жс} = Pr_c$ .  
Отже, оскільки  $Nu_{d,жс} = \alpha \cdot d_n / \lambda_{жс}$ ,

$$\alpha = \frac{Nu_{d,жс} \lambda_{жс}}{d_n} = \frac{25,4 \cdot 0,0259}{0,1} = 6,58 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К};$$

$$Q = \alpha \cdot \pi \cdot d_n \cdot l (t_c - t_{жс}) = 6,58 \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 10 \cdot (85 - 20) = 1343 \text{ Вт}.$$

#### Приклад 9.6

Дано:  
 $P = 1 \text{ МПа}$   
 $q = 1,5 \text{ МВт} / \text{м}^2$   
 $\alpha, \Delta t - ?$

Визначити коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  і температурний натиск  $\Delta t$  при бульбашковому кипінні води при тиску 1 МПа, якщо щільність теплового потоку  $q = 1,5 \text{ МВт} / \text{м}^2$ .

#### Рішення

З рівняння (9.34)

$$\alpha = 4,44 q^{0,7} p^{0,15} = 4,44 (1,5 \cdot 10^6)^{0,7} 1^{0,15} = 7,03 \cdot 10^4 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К} = 70,3 \text{ кВт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}.$$

Температурний натиск  $\Delta t$  визначаємо з рівняння Ньютона-Ріхмана:

$$q = \alpha (t_c - t_{жс}) = \alpha \Delta t.$$

Звідки

$$\Delta t = q / \alpha = 1,5 \cdot 10^3 / 70,3 = 21,3 \text{ К}.$$

#### Приклад 9.7

Дано:  
 $d_n = 16 \text{ мм}$   
 $t_c = 80 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $P = 0,1 \text{ МПа}$   
 $\alpha - ?$

Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  при конденсації водяної пари атмосферного тиску на поверхні горизонтальної труби діаметром  $d_n = 16 \text{ мм}$ , якщо температура поверхні стінки труби  $t_c = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ .

#### Рішення

Скористаємося формулою 9.37:

$$\alpha = 0,728 A \varepsilon_t / \sqrt[4]{d_n \Delta t}.$$

Значення поправок  $A$  і  $\varepsilon_t$  знаходимо за табл. 9.3 і 9.4:

$$A = 12,2 \cdot 10^3; \varepsilon_t = 0,967 \text{ (при } \Delta t = (t_s - t_c) = 100 - 80 = 20 \text{ }^\circ\text{C)}.$$

При цих значеннях  $A$  і  $\varepsilon_t$  знаходимо

$$\alpha = 0,728 \cdot 12,2 \cdot 10^3 \cdot 0,967 / \sqrt[4]{16 \cdot 10^{-3} \cdot 20} = 11420 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К} = 11,42 \text{ кВт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}.$$

## Приклади для самостійного вирішення до теми 9

#### Приклад 9.8

По трубі внутрішнім діаметром  $d = 16 \text{ мм}$  і довжиною  $l = 2,1 \text{ м}$  тече гаряча вода, що віддає теплоту через стінку труби середовищу, що омиває трубу ззовні.

Витрата води через трубу  $m^* = 9,1 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ ; температура води на вході  $t_{жс1} = 87,2 \text{ }^\circ\text{C}$ ; температура води на виході  $t_{жс2} = 29 \text{ }^\circ\text{C}$ ; середня температура стінки  $t_c = 15,3 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Обчислити значення критеріїв  $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pe$ , прийнявши як визначальну температуру середньоарифметичну температуру рідини.

Відповідь:  $Nu = 12$ ,  $Re = 1470$ ,  $Pe = 4620$ .

#### Приклад 9.9

Тонка пластина довжиною  $l = 2 \text{ м}$  і шириною  $d = 1,5 \text{ м}$  обдувається поздовжнім потоком повітря. Швидкість і температура набігаючого потоку становлять відповідно  $w_0 = 3 \text{ м/с}$ ;  $t_{жс} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Температура поверхні пластини  $t_c = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Визначити коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  і тепловий потік  $Q$ , що віддається пластиною повітря.

Відповідь:  $\alpha = 4,87 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $Q = 2050 \text{ Вт}$ .

#### Приклад 9.10

Розрахувати коефіцієнт тепловіддачі і тепловий потік від стінки труби підігрівача води. Довжина труби  $l = 2 \text{ м}$ , внутрішній діаметр  $d = 16 \text{ мм}$ , швидкість руху води  $w_0 = 0,995 \text{ м/с}$ , середня температура води  $t_{жс} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ , а стінки труби  $t_c = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Відповідь:  $\alpha = 6,26 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $Q = 37,8 \text{ Вт}$ .

#### Приклад 9.11

Визначити коефіцієнт тепловіддачі в поперечному потоці води для трубки  $d_n = 20 \text{ мм}$ , якщо  $t_{жс} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_c = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  і  $w_0 = 0,5 \text{ м/с}$ .

Відповідь:  $\alpha = 4,78 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

#### Приклад 9.12

Визначити втрату тепла шляхом конвекції вертикальним неізолюваним паропроводом діаметром  $d_n = 100 \text{ мм}$  і висотою  $h = 4 \text{ м}$ , якщо температура зовнішньої стінки  $t_c = 170 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура середовища (повітря)  $t_{жс} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Відповідь:  $Q = 1,62 \text{ кВт}$ .

### Приклад 9.13

Визначити коефіцієнт тепловіддачі і температурний натиск при бульбашковому кипінні води, якщо теплове навантаження поверхні нагріву  $q = 2 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup>. Вода знаходиться під тиском  $P = 0,2$  МПа.

Відповідь:  $\alpha = 17,9$  Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $\Delta t = 11,17$  К.

### Приклад 9.14

На зовнішній поверхні горизонтальної труби діаметром  $d_n = 20$  мм конденсується суха насичена водяна пара при тиску  $P = 10^5$  Па. Температура поверхні труби  $t_c = 90$  °С.

Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі від пари до труби.

Відповідь:  $\alpha = 12,68$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

## Питання для самопідготовки до теми 9

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. Які умови лежать в основі теорії подібності? Що таке числа (критерії) подібності?
5. Що визначають числа подібності  $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pr$ ,  $Gr$ ?
6. Що таке визначальний розмір, визначальна температура?
7. Узагальнене рівняння конвективного теплообміну.
8. Від яких критеріїв залежить критерій  $Nu$  при вимушеному перебігу рідини?
9. Як змінюється значення коефіцієнтів тепловіддачі по периметру одинарної труби, обтікаючої поперечним потоком рідини?
10. Яке розташування труб у пучках застосовують у практичних умовах і при якому з них інтенсивніше тепловіддача?
11. Від яких критеріїв залежить критерій  $Nu$  при природній (вільній) конвекції?
12. Які режими кипіння розрізняють і при якому з них інтенсивніше тепловіддача?
13. Які види конденсації розрізняють і при якому з них інтенсивніше тепловіддача?

## Тема 10. Променистий теплообмін

### 10.1 Опис процесу і основні визначення

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  $\lambda$  і частотою коливань  $\nu$ . При цьому хвилі розповсюджуються із швидкістю світла  $c = 3 \cdot 10^8$  м/с, а  $\nu = c / \lambda$ .

Всі 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  $\lambda$  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/м<sup>2</sup>.

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  $E_{nad}$ , що падає на тіло (рис. 10.1), поглинається ( $E_A$ ), частина відбивається ( $E_R$ ) і частина проникає крізь нього ( $E_D$ ) таким чином:

$$E_A + E_R + E_D = E_{nad} \quad (10.1)$$

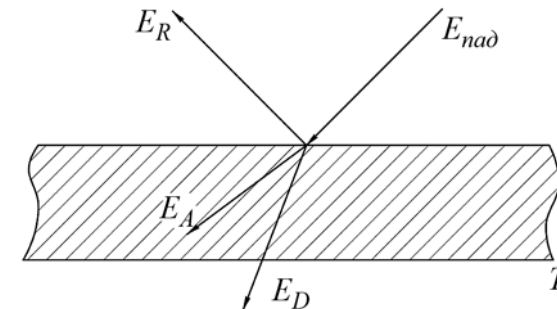


Рис. 10.1 Розподіл енергії випромінювання, що падає на тіло



Це рівняння теплового балансу можна записати в безрозмірній формі

$$A + R + D = 1. \quad (10.2)$$

Величина  $A = E_A / E_{над}$  називається *коефіцієнтом поглинання*,  $R = E_R / E_{над}$  – коефіцієнтом віддзеркалення,  $D = E_D / E_{над}$  – коефіцієнтом пропускання.

Тіло, що поглинає все падаюче на нього випромінювання, називається *абсолютно чорним*. Для цього тіла  $A = 1$ . 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  $\infty$ , тобто мають суцільний спектр випромінювання (хоча найбільша кількість енергії випускається в межах довжин від 0,8 до 80 мкм). Чисті (неокислені) метали і гази характеризуються вибірковою – *селективним випромінюванням*, тобто випромінюють енергію тільки певних довжин хвиль.

Сума потоків власного і відбитого тілом випромінювання називається його *ефективним випромінюванням*:

$$E_{эф} = E + RE_{над}. \quad (10.3)$$

Сумарний процес взаємного випускання, поглинання, віддзеркалення і пропускання енергії випромінювання в системах тіл називається променистим теплообміном.

## 10.2. Основні закони променистого теплообміну

**Закон Планка** встановлює розподіл інтенсивності випромінювання по різних ділянках спектра довжин хвиль  $\lambda$ . Виділимо ділянку  $d\lambda$  в межах точки  $\lambda_i$  спектра (рис. 10.2). У цьому інтервалі довжин хвиль випромінюється енергія  $dE$ . Величина  $I_{\lambda_i} = dE / d\lambda$  характеризує інтенсивність випромінювання на даній довжині хвилі  $\lambda_i$  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  $\lambda$  і абсолютною температурою тіла був встановлений у 1900 р. М.Планком:

$$I_{0\lambda} = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{(e^{c_2/\lambda T} - 1)}. \quad (10.4)$$

У цьому виразі  $c_1 = 3,47 \cdot 10^{-16}$  Вт/м<sup>2</sup> і  $c_2 = 1,44 \cdot 10^{-2}$  м · К – постійне випромінювання;  $e$  – основа натуральних логарифмів.

Графічно закон Планка приведено на рис. 10.2.

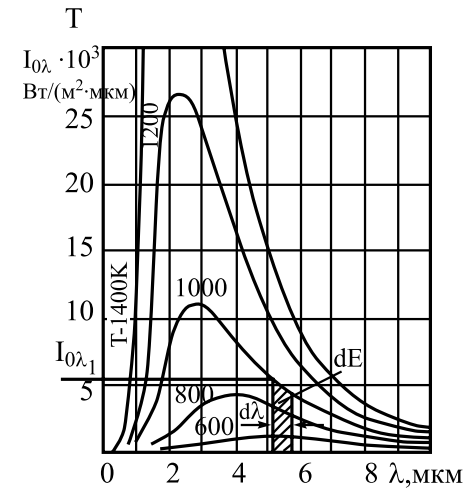


Рис. 10.2. Спектральна щільність потоку випромінювання як функція довжини хвилі при різних температурах

**Закон Віна.** З рис. 10.2 і формули 10.4 видно, що щільність потоку випромінювання  $I_{0\lambda}$  зростає від нуля при  $\lambda = 0$  до максимуму при певній довжині хвилі  $\lambda_M$  і знову прагне до нуля при  $\lambda \rightarrow \infty$ .

В. Він у 1893 р. встановив, що добуток  $T \lambda_M$  є величина постійна:

$$T \lambda_M = 2,898 \cdot 10^{-3} \text{ м} \cdot \text{К}. \quad (10.5)$$

З виразу (10.5)  $\lambda_M = 2,898/T \cdot 10^3$ ,

звідки випливає, що із зростанням температури максимум випромінювання виходить у бік коротких хвиль.

**Закон Стефана-Больцмана.** На рис. 10.2 площа заштрихованого прямокутника, рівна 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  $\lambda_i$  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

$$E_0 = y_0 T^4, \quad (10.6)$$

тут  $y_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$  Вт/(м<sup>2</sup> · К<sup>4</sup>) – постійна Стефана - Больцмана.

Формула (10.6) 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:

$$E_0 = C_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4, \quad (10.7)$$

де  $C_0 = y_0 \cdot 10^8 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$  – називається *випромінювальною здатністю абсолютно чорного тіла*.

Тіла, з якими ми маємо справу на практиці, випромінюють менше теплової енергії, ніж абсолютно чорне тіло при тій же температурі. Якщо вони випромінюють при цьому у всьому діапазоні спектра довжин хвиль, вони, як вказано вище, називаються сірими. Відношення поверхневої щільності потоку власного інтегрального випромінювання  $E$  даного тіла до поверхневої щільності потоку інтегрального випромінювання  $E_0$  абсолютно чорного тіла при тій же температурі називається ступенем чорноти:

$$\varepsilon = E / E_0. \quad (10.8)$$

Закон Стефана - Больцмана для реального тіла:

$$E = \varepsilon \cdot E_0 = \varepsilon \cdot C_0 (T/100)^4 = C(T/100)^4. \quad (10.9)$$

Тут  $C = \varepsilon \cdot C_0$  – *випромінювальна здатність сірого тіла*,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ .

Ступінь чорноти  $\varepsilon$  міняється для різних тіл від нуля до одиниці залежно від матеріалу, стану поверхні, температури.

**Закон Кіргофа** встановлює кількісний зв'язок між енергіями випромінювання і поглинання для сірого і абсолютно чорного тіла.

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \frac{E_3}{A_3} = \dots = \frac{E_0}{1} = E_0. \quad (10.10)$$

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 при тій же температурі. 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  $\varepsilon$  при одній і тій же температурі дорівнює коефіцієнту поглинання  $A$ :

$$\varepsilon = A. \quad (10.11)$$

**Закон Ламберта.** Закон Стефана-Больцмана визначає кількість енергії, що випромінюється тілом у всіх напрямках. Проте інтенсивність залежить від його напрямку, визначеного кутом  $\tau$ , який воно

утворює з нормаллю до поверхні. І. Ламбертом у 1760 р. було встановлено, що максимальне випромінювання  $E_n$  має місце у напрямі нормалі до поверхні. Кількість енергії  $E_\tau$ , випромінюваної під кутом  $\tau$  до нормалі, пропорційно косинусу кута  $\tau$ :

$$E_\tau = E_n \cos \tau. \quad (10.12)$$

Звідси випливає, що інтенсивність випромінювання уздовж поверхні (при  $\tau = 90^\circ$ ) дорівнює нулю.

### 10.3. Теплообмін випромінюванням системи тіл у прозорому середовищі

Розглянемо теплообмін між двома одиничними (по  $1\text{м}^2$ ) поверхнями, зверненими одна до одної з невеликим зазором (рис. 10.3), 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. Таким же чином можна простежити за витрачанням енергії  $E_2$  власного випромінювання другого тіла.

Щоб не підсумовувати нескінченну кількість поступово згущуючих потоків енергії, скористаємося поняттям ефективного випромінювання  $E_{\text{еф}}$ , представленого виразом (10.3). Для непрозорого

тіла при  $D = 0$  і  $R = 1 - A$  вираз 10.3 запишеться у вигляді  $E_{\text{еф}} = E + E_{\text{над}}(1 - A)$ .

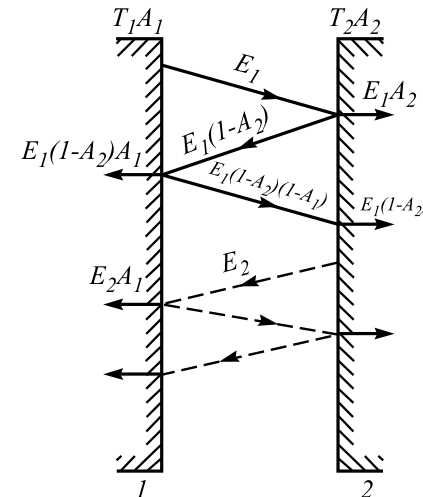


Рис. 10.3. Схема променистого теплообміну між двома тілами

Кожне з даних тіл має ефективне (повне) випромінювання, відповідно  $E_{\phi 1}$  і  $E_{\phi 2}$ . Для першого тіла  $E_{\phi 2}$  є падаючим випромінюванням, тому

$$E_{\phi 1} = E_1 + E_{\phi 2}(1 - A_1). \quad (10.13)$$

Величина  $E_{\phi 2}(1 - A_1)$  тут автоматично враховує нескінченну суму відбитих першим тілом потоків. Аналогічно для другого тіла

$$E_{\phi 2} = E_2 + E_{\phi 1}(1 - A_2). \quad (10.14)$$

Щільність результуючого теплового потоку від першого тіла до другого дорівнює:

$$q_{1,2} = E_{\phi 1} - E_{\phi 2}. \quad (10.15)$$

Підставляючи знайдені з сумісного вирішення рівнянь (10.13) і (10.14) значення  $E_{\phi 1}$  і  $E_{\phi 2}$  в (10.15), отримаємо:

$$q_{1,2} = \frac{A_2 E_1 - A_1 E_2}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2}. \quad (10.16)$$

Замінивши величини  $E_1$  і  $E_2$  за формулою (10.9), отримаємо:

$$q_{1,2} = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1} \cdot C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (10.17)$$

Величина

$$\frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1} = \varepsilon_{np} \quad (10.18)$$

називається *приведеним ступенем чорноти*. З урахуванням  $\varepsilon_{np}$  і виразу (10.17) формула для повного теплового потоку записується у вигляді:

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{np} C_0 F \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (10.19)$$

де  $F$  – площа теплообмінної поверхні, однакова в нашому випадку для обох тіл.

З формули 10.18 видно, що  $\varepsilon_{np}$  міняється від нуля до одиниці, залишаючись завжди менше  $\varepsilon_1$  і  $\varepsilon_2$ .

На практиці часто має місце випадок, коли одна поверхня знаходиться всередині іншої з великим зазором (рис. 10.4). 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 10.19, якщо замість  $F$  підставити по-

верхню меншого тіла  $F_1$ , а приведений ступінь чорноти визначити за формулою

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}. \quad (10.20)$$

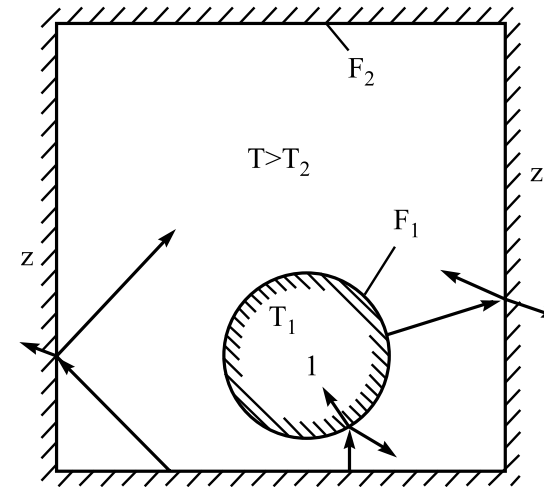


Рис.10.4. Схема променистого теплообміну між тілами в обмеженому просторі

#### 10.4. Випромінювання газів

Одноатомні і двоатомні гази вважаються прозорими, оскільки їм властиве мале випромінювання, а отже, і мала поглинальна здатність. Трьохатомні ( $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $SO_2$  і ін.) і багатоатомні гази володіють значними випромінювальною і поглинальною здібностями, і 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 при високих температурах. 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:

$$a_\lambda = \frac{\varepsilon_c^l C_0}{T_c - T_c} \left[ \varepsilon_c (T_c / 100)^4 - \varepsilon_c (T_c / 100)^4 \right], \quad (10.21)$$

де  $a_\lambda$  – коефіцієнт тепловіддачі випромінювання, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $\varepsilon_c^l$  – ефективний ступінь чорноти поглинальних поверхонь, що враховує випромінювання газів:

$$\varepsilon_c^l = 0,5(\varepsilon_c + 1), \quad (10.22)$$

де  $\varepsilon_c$  – ступінь чорноти поглинальних поверхонь;  $\varepsilon_c$  – сумарний ступінь чорноти газів при температурі поглинальної поверхні:

$$\varepsilon_c \approx \varepsilon_{CO_2} + \beta \varepsilon_{H_2O}, \quad (10.23)$$

де  $\varepsilon_{CO_2}$  і  $\varepsilon_{H_2O}$  – ступені чорноти вуглекислого газу і водяної пари;  $\beta$  – коефіцієнт похибки, який враховує парціальний тиск водяних парів;  $T_c$  – середня температура поглинальної поверхні, К;  $T_c$  – середня температура газів, визначена за формулою

$$T_c = 0,5(T_c' + T_c'') + \frac{(T_c' - T_c') - (T_c'' + T_c'')}{2,31 \lg(T_c' - T_c') / (T_c'' + T_c'')}, \quad (10.24)$$

де  $T_c'$  і  $T_c''$  – початкова і кінцева температура поглинальної поверхні стінки, К;  $T_c'$  і  $T_c''$  – початкова і кінцева температура газів, К.

## Приклади рішення типових завдань до теми 10

### Приклад 10.1

Дано:  
 $C = 4,53 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$   
 $t_c = 1027 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $E, \varepsilon, \lambda_m - ?$

Визначити поверхневу щільність потоку випромінювання стінки з коефіцієнтом випромінювання  $C = 4,53 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ , якщо температура поверхні випромінювання  $t_c = 1027 \text{ }^\circ\text{C}$ . Знайти також ступінь чорноти стінки і довжину хвилі, що дорівнює максимальному випромінюванню.

#### Рішення

Поверхневу щільність потоку випромінювання знаходимо за законом Стефана - Больцмана для сірого тіла (10.9):

$$E = C(T / 100)^4 = 4,53 \cdot (1300 / 100)^4 = 1,295 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2.$$

$$\text{Тут } T = t_c \text{ }^\circ\text{C} + 273 = 1027 + 273 = 1300 \text{ К.}$$

Ступінь чорноти визначається за формулою  $C = \varepsilon \cdot C_0$ :

$$\varepsilon = \frac{C}{C_0} = \frac{4,53}{5,67} \approx 0,8.$$

Тут  $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$  – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

Довжину хвилі  $\lambda_m$ , що дорівнює максимуму інтенсивності випромінювання, знаходимо із закону Віна (10.5):

$$\lambda_m = 2,9 / (T \cdot 10^3) = 2,9 / (1300 \cdot 10^3) = 2,23 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 2,23 \text{ мкм.}$$

### Приклад 10.2

Дано:  
 $d = 0,1 \text{ м}$   
 $l = 10 \text{ м}$   
 $t_1 = 85 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $t_2 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $Q_{1,2} - ?$

Розрахувати тепловий потік випромінювання від сталевий окисленої труби зовнішнім діаметром  $d = 0,1 \text{ м}$ , довжиною  $l = 10 \text{ м}$ , використаною для опалювання гаража з температурою стін  $t_2 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ . Температура стінки труби  $t_1 = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ .

#### Рішення

Враховуючи, що площа поверхні труби  $F_1$  набагато менше площі стін гаража  $F_2$  з виразу (10.20) маємо  $\varepsilon_{np} = \varepsilon_1$ . Для окисленої сталі згідно з довідковими даними [3]  $\varepsilon_1 = 0,8$ . Тоді при площі труби  $F_1 = \pi \cdot d \cdot l = 3,14 \cdot 0,1 \cdot 10 = 3,14 \text{ м}^2$  за формулою 10.19 отримуємо:

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{np} C_0 F \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = 0,8 \cdot 5,67 \cdot 3,14 \left[ \left( \frac{358}{100} \right)^4 - \left( \frac{288}{100} \right)^4 \right] = 1300 \text{ Вт.}$$

$$\text{Тут } T_1 = t_1 \text{ }^\circ\text{C} + 273 = 85 + 273 = 385 \text{ К, } T_2 = t_2 \text{ }^\circ\text{C} + 273 = 15 + 273 = 288 \text{ К.}$$

## Приклади для самостійного рішення до теми 10

### Приклад 10.3

Поверхня сталевий виробу має температуру  $t_c = 727 \text{ }^\circ\text{C}$  і ступінь чорноти  $\varepsilon_c = 0,7$ .

Обчислити поверхневу щільність потоку випромінювання і довжину хвилі, якій відповідатиме максимальне значення спектральної щільності потоку випромінювання.

Відповідь:  $E = 3,97 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$ ,  $\lambda_m = 2,9 \text{ мкм}$ .

### Приклад 10.4

Визначити тепловий потік випромінювання між стінками посудини Дюара, всередині якого зберігається рідкий кисень, якщо на внутрішній поверхні зовнішньої стінки температура  $t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ , а

на зовнішній поверхні внутрішньої стінки температура  $t_1 = 183 \text{ }^\circ\text{C}$ . Стінка посудини покрита шаром срібла, ступінь чорноти якого  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,02$ ; площа поверхні стінок  $F_1 \approx F_2 = 0,1 \text{ м}^2$ .

Відповідь:  $Q_{1,2} = 0,396 \text{ Вт}$ .

## Тема 11. Теплопередача. Теплообмінні апарати

### 11.1. Теплопередача через стінки

**11.1.1. Плоска стінка.** Маємо однорідну плоску стінку з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda$  завтовшки  $\delta$ . На поверхнях стінок температури позначимо  $t_{c1}$  і  $t_{c2}$  (рис. 11.1). Значення коефіцієнта тепловіддачі на гарячій стороні дорівнює  $a_1$ , а на холодній –  $a_2$ .

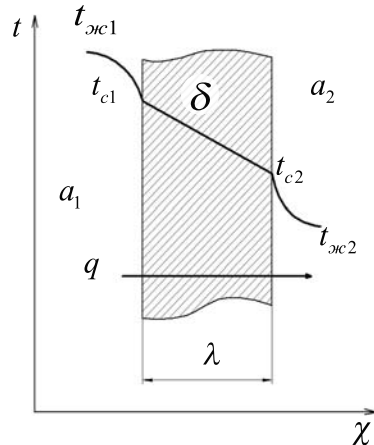


Рис. 11.1. Теплопередача через однорідну плоску стінку, характер зміни температури в теплоносіях та стінці, що їх розділяє

При сталому тепловому стані кількість тепла, передана від гарячої рідини до стінки, дорівнює кількості тепла, переданого через стінку, і кількості тепла, відданого від стінки до холодної рідини. Отже, для визначення щільності теплового потоку можна написати три залежності

$$\left. \begin{aligned} q &= a_1(t_{жс1} - t_{c1}); \\ q &= (\lambda / \delta)(t_{c1} - t_{c2}); \\ q &= a_2(t_{c2} - t_{жс2}). \end{aligned} \right\} \quad (a)$$

З цих рівнянь визначаються значення окремих температурних потоків, а саме:

$$\left. \begin{aligned} t_{жс1} - t_{c1} &= q / a_1; \\ t_{c1} - t_{c2} &= q \cdot \lambda / \delta; \\ t_{c2} - t_{жс2} &= q / a_2. \end{aligned} \right\} \quad (б)$$

Складаючи їх, одержуємо повний температурний потік:

$$t_{жс1} - t_{жс2} = q(1 / a_1 + \delta / \lambda + 1 / a_2). \quad (в)$$

По один бік стінки знаходиться гаряче середовище з температурою  $t_{жс1}$ , по інший – холодне з температурою  $t_{жс2}$ . Температури, за допомогою яких визначається значення щільності теплового потоку:

$$q = \frac{1}{1 / a_1 + \delta / \lambda + 1 / a_2} (t_{жс1} - t_{жс2}) = k(t_{жс1} - t_{жс2}). \quad (11.1)$$

Тут 
$$k = \frac{1}{1 / a_1 + \delta / \lambda + 1 / a_2}, \quad (11.2)$$

$k$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт ( $\text{м}^2 \cdot \text{К}$ ).

Він характеризує інтенсивність процесу теплопередачі від одного теплоносія до іншого через однорідну плоску стінку, що їх розділяє. Чисельне значення коефіцієнта теплопередачі дорівнює тепловому потоку через  $1 \text{ м}^2$  розділяючої плоскої стінки при різниці температур теплоносіїв  $1 \text{ К}$ .

Величина, зворотна коефіцієнту теплопередачі, називається повним термічним опором теплопередачі. Згідно з формулою (11.2) ця величина дорівнює:

$$R = 1 / k = 1 / a_1 + \delta / \lambda + 1 / a_2. \quad (г)$$

З цього співвідношення випливає, що загальний термічний опір дорівнює сумі значень термічного опору кожного з шарів стінки:

$$R = R_{a1} + R_\lambda + R_{a2},$$

де  $R_{a1} = 1 / a_1$  – термічний опір тепловіддачі з боку гарячого теплоносія;  $R_\lambda = \delta / \lambda$  – термічний опір теплопровідності стінки;  $R_{a2} = 1 / a_2$  – термічний опір тепловіддачі з боку холодного теплоносія.

Для багат шарової стінки, що складається з  $n$  шарів, (11.2) набуває вигляду:

$$k = \frac{1}{1 / a_1 + \sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i + 1 / a_2}, \quad (11.3)$$

де  $\sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i$  – термічний опір теплопровідності всіх шарів стінки.

**11.1.2. Циліндрична стінка.** Маємо циліндричну трубчасту поверхню з внутрішнім діаметром  $d_1$ , зовнішнім діаметром  $d_2$  довжиною  $l$ . Стінка труби однорідна; її коефіцієнт теплопровідності дорівнює  $\lambda$ . В середині труби гаряче середовище з температурою  $t_{жс1}$ , а зовні – холодне з температурою  $t_{жс2}$ . Температура поверхонь стінки невідома, позначимо її через  $t_{c1}$  і  $t_{c2}$  (рис. 11.2). З боку гарячого середовища коефіцієнт тепловіддачі  $a_1$ , а з боку холодного –  $a_2$ .

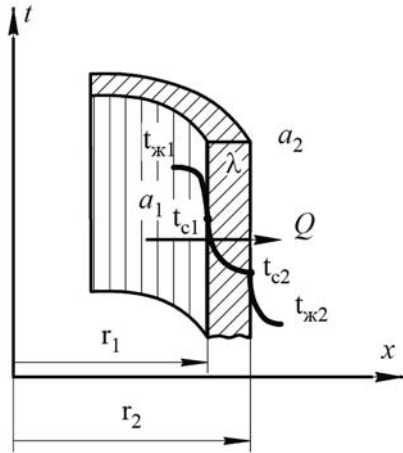


Рис. 11.2. Теплопередача через однорідну циліндричну стінку

При сталому тепловому стані системи, кількість тепла, що віддає гарячому середовищу і сприймає холодним середовищем, одна і та ж. Отже, можна написати:

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= \frac{Q}{l} = a_1 \pi d_1 (t_{ж1} - t_{c1}); \\ q_1 &= \frac{2\pi\lambda(t_{c1} - t_{c2})}{\ln \frac{d_2}{d_1}}; \\ q_1 &= a_2 \pi d_2 (t_{c2} - t_{ж2}). \end{aligned} \right\} \quad (д)$$

З цих співвідношень визначаємо окремі температурні потоки:

$$\left. \begin{aligned} t_{ж1} - t_{c1} &= \frac{q_1}{\pi} \cdot \frac{1}{a_1 d_1}; \\ t_{c1} - t_{c2} &= \frac{q_1}{\pi} \cdot \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}; \\ t_{c2} - t_{ж2} &= \frac{q_1}{\pi} \cdot \frac{1}{a_2 d_2}. \end{aligned} \right\} \quad (е)$$

Складаючи рівняння системи (е), отримуємо повний температурний потік:

$$t_{ж1} - t_{ж2} = \frac{q_1}{\pi} \left( \frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{a_2 d_2} \right). \quad (и)$$

З (и) визначимо значення лінійної щільності теплового потоку:

$$q_l = \frac{\pi(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{a_2 d_2}} = k_l \pi (t_{ж1} - t_{ж2}), \quad (11.4)$$

звідки лінійний коефіцієнт теплопередачі (на 1 м довжини труби):

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{a_2 d_2}}. \quad (11.5)$$

Зворотна величина лінійного коефіцієнта теплопередачі  $l/k_l$  називається лінійним термічним опором теплопередачі.

З рівняння (11.5) маємо

$$R_l = \frac{1}{k_l} = \frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{a_2 d_2}.$$

Останнє означає, що повний опір дорівнює сумі окремих – термічного опору теплопровідності стінки  $\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$  і термічних опорів тепловіддачі  $\frac{1}{a_1 d_1}$  і  $\frac{1}{a_2 d_2}$ . Значення  $t_{c1}$  і  $t_{c2}$  визначаються з (д).

Для багатошарової циліндричної стінки, що складається з  $n$  – шарів (11.5), має вигляд

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{a_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{a_2 d_{n+1}}}. \quad (11.6)$$

де  $\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}$  – лінійний термічний опір теплопровідності, багатошарової стінки.

Розрахункові формули теплопередачі для труб досить громіздкі, тому при практичних розрахунках застосовуються деякі спрощення. Якщо стінка труби не дуже товста, то замість формули (11.4) в розрахунках застосовується формула для плоскої стінки (11.1), яка в цьому випадку (при визначенні для труб довжиною 1 м) має вигляд:

$$q = k \pi d_x (t_{ж1} - t_{ж2}) = \frac{\pi d_x (t_{ж1} - t_{ж2})}{1/a_1 + \sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i + 1/a_2}. \quad (11.7)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі для плоскої стінки по (11.2);  $d_x$  – середній діаметр стінки;  $\delta$  – її товщина, що дорівнює напіврізниці діаметрів.

При цьому, якщо  $d_1 / d_2 > 0,5$ , то похибка розрахунку не перевищує 4%. Ця похибка знижується, якщо при виборі  $d_x$  дотримуватися

наступних правил:

якщо  $a_1 \gg a_2$ , то  $d_X = 0,5(d_1 + d_2)$ ;

якщо  $a_1 \approx a_2$ , то  $d_X = d_2$ ;

якщо  $a_1 \ll a_2$ , то  $d_X = d_1$ ,

тобто при розрахунку теплопередачі за формулою (11.7) замість  $d_X$  береться той діаметр, з боку якого коефіцієнт тепловіддачі має менше значення. Якщо значення коефіцієнтів тепловіддачі  $a_1$  і  $a_2$  одного порядку, то  $d_X$  дорівнює середньоарифметичному між внутрішнім ( $d_1$ ) і зовнішнім ( $d_2$ ) діаметрами труби. При проведенні розрахунків як за формулою (11.4), так і за формулою (11.7) завжди слід мати на увазі, що в цілях спрощення розрахунку відносно малими опорами можна і слід нехтувати.

## 11.2. Класифікація теплообмінних апаратів

**Теплообмінний апарат** (теплообмінник) – це пристрій, в якому здійснюється процес передачі тепла від одного теплоносія до іншого.

За принципом дії теплообмінні апарати можуть бути розділені 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.

*Регенеративними* називаються такі апарати, в яких одна і та ж поверхня нагріву омивається то гарячим, то холодним теплоносієм. При протіканні гарячої рідини тепло сприймається стінками апарату і в них акумулюється, при протіканні холодної рідини це закумуляоване 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.

У *змішувальних* апаратах процес теплопередачі відбувається шляхом безпосереднього зіткнення і змішування гарячого і холодного теплоносіїв. У цьому випадку теплопередача протікає одночасно з матеріальним обміном. Прикладом таких теплообмінників є баштові охолоджувачі (градирні), теплогенератори.

У поверхневих теплообмінних апаратах рідина, що нагріває, і рідина, що нагрівається, можуть рухатися різними схемами (рис. 11.3).

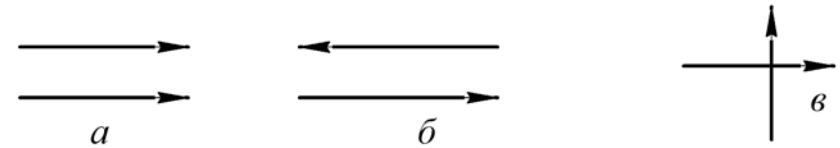


Рис. 11.3. Схеми руху робочих рідин в теплообмінних апаратах

На цьому рисунку напрям руху рідини вказано стрілками. Так, схема на рис. 11.3, а відноситься до випадку, коли рідина, що нагріває, і рідина, що нагрівається, рухаються в одному напрямі. Такий рух рідини називається прямотоком. На рис. 11.3, б показана протитічя, коли рідина, що нагріває, і рідина, що нагрівається, 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. 11.3, в).

Незважаючи на відмінності в принципі дії і конструктивній будові, основи теплового розрахунку однакові для всіх теплообмінних апаратів.

## 11.3. Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів. Середня різниця температур

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.

У основу теплового розрахунку поверхневого теплообмінного апарату покладені: 1) рівняння теплового балансу і 2) рівняння теплопередачі.

Тепловий потік у теплообмінному апараті може бути визначений з рівняння теплового балансу як потік теплоти, відданий нагріваючою рідиною:

$$Q = m_1^* c_{p1} (t_1' - t_1''). \quad (11.8)$$

Або як потік теплоти, прийнятий розігрівуючою рідиною:

$$Q = m_2^* c_{p2} (t_2'' - t_2'). \quad (11.9)$$

Отже, рівняння теплового балансу для теплообмінного апарату за відсутності зовнішніх теплових втрат має вигляд:

$$Q = m_1^* c_{p1} (t_1' - t_1'') = m_2^* c_{p2} (t_2'' - t_2') \quad (11.10)$$

або

$$Q = m_1^* (h_1' - h_1'') = m_2^* (h_2'' - h_2'), \quad (11.11)$$

де  $m_1^*$  і  $m_2^*$  – масові витрати рідини, що нагрівається, кг/с;  $t_1'$  і  $t_1''$  – початкова і кінцева температури нагріваючої рідини, °С;  $t_2'$  і  $t_2''$  – початкова і кінцева температури рідини, що нагрівається, °С;  $c_{p1}$  і  $c_{p2}$  – питомі ізобарні теплоємності нагріваючих 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 нагріваючої 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:

$$Q = kF \Delta t, \quad (11.12)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $F$  – площа поверхні нагріву теплообмінного апарату, м<sup>2</sup>;  $\Delta t$  – середня різниця температур нагріваючих 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 нагріваючої рідини різниця температур була однаковою (що могло б бути тільки при прямотоку), то в рівнянні (11.12) замість  $\Delta t$  можна було підставити величину  $\Delta t$ . Проте в практичних умовах так буває тільки в окремих, рідкісних випадках, а, як правило, різниця температур  $\Delta t$  уздовж потоків рідин, що беруть участь у теплообміні, різна. Звернемося до рис.11.4, на якому в координатній системі температура (по осі ординат) – площа поверхні нагріву апарату (по осі абсцис) графічно представлений характер зміни температур – нагріваючій рідині кривими А1в1 і А2в2 відповідно. На рис. 11.4 а показані криві для прямотоку, а на рис. 11.4 б – для протитечії.

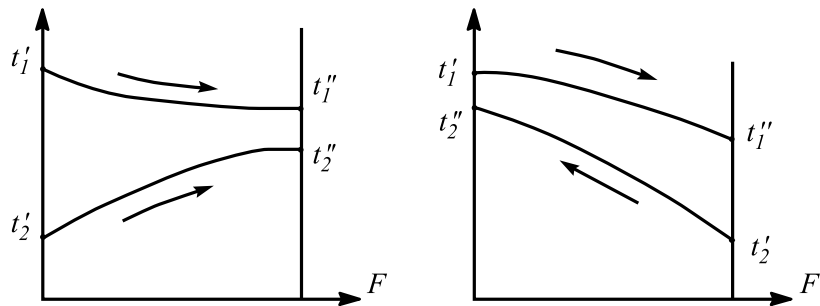


Рис. 11.4. Зміна температур нагріваючих рідин, при прямотоку (а) і при протитечії (б) в осях

Видно, що як при протитечії, так і при прямотоку різниця температур  $t_{BX} > t_{ВЛХ}$ . 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 нагріваючих потоків рідин невеликі (коли  $t_1' / t_1'' < 2$  і  $t_2' / t_2'' < 2$ ), лінії А1В1 і А2В2 можна вважати за прямі і в цьому випадку середню різницю температур рідин, що беруть участь у теплообміні, можна обчислити як середню арифметичну різницю температур:

$$\Delta t = 0,5(t_1' + t_1'') - 0,5(t_2' + t_2'').$$

У тих же випадках, коли приведені вище співвідношення температур більше 2, то для прямоточної і протиточної схем середню різницю температур нагріваючих рідин визначають як середню логарифмічну різницю температур за формулою

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{BX} - \Delta t_{ВЛХ}}{2,3 \lg(\Delta t_{BX} / \Delta t_{ВЛХ})}, \quad (11.13)$$

де  $t_{BX}$ ,  $t_{ВЛХ}$  – різниця температур при вході і виході, °С;

для прямотоку:

$$\Delta t_{BX} = t_1' - t_2'; \quad \Delta t_{ВЛХ} = t_1'' - t_2'' \quad (11.13. а)$$

для протитечії:

$$\Delta t_{BX} = t_1' - t_2''; \quad \Delta t_{ВЛХ} = t_1'' - t_2'. \quad (11.13. б)$$

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:

$$W = m^* c_p, \quad (11.14)$$

де  $m^* = \rho \omega F$  – масова витрата теплоносія;  $\rho$  – щільність теплоносія;  $\omega$  – швидкість теплоносія;  $F$  – перетин каналу.

Якщо водяний еквівалент ввести в рівняння теплового балансу (11.10), то воно приймає вигляд:

$$Q = W_1(t_1' - t_1'') = W_2(t_2'' - t_2'). \quad (11.15)$$

Звідки

$$\frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2} = \frac{W_2}{W_1}. \quad (11.16)$$

Останнє означає, що відношення зміни температур робочих рідин обернено пропорційне до відношення їхніх водяних еквівалентів.



## Приклади рішення типових завдань до теми 11

### Приклад 11.1

Дано:

$$\begin{aligned} \delta_1 &= 510 \text{ мм} \\ \lambda_1 &= 0,8 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \\ \delta_2 &= 50 \text{ мм} \\ \lambda_2 &= 0,08 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \\ t_{ж1} &= 18 \text{ }^\circ\text{C} \\ a_1 &= 7,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \\ t_{ж2} &= -30 \text{ }^\circ\text{C} \\ a_2 &= 20 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \\ q, t_{c1}, t_{c2} &= ? \end{aligned}$$

Визначити тепловий потік  $q$  через  $1\text{ м}^2$  цегляної стіни приміщення, завтовшки в дві цеглини  $\delta_1 = 510$  мм з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda_1 = 0,8$  Вт/(м · К). Стіна покрита зовні шаром теплової ізоляції завтовшки  $\delta_2 = 50$  мм, з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda_2 = 0,08$  Вт/(м · К). Температура повітря в приміщенні  $t_{ж1} = 18$  °С; коефіцієнт тепловіддачі до внутрішньої поверхні стіни  $a_1 = 7,5$  Вт/(м<sup>2</sup> · К); температура зовнішнього повітря  $t_{ж2} = -30$  °С; коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стіни, що обдувається вітром,  $a_2 =$

20 Вт/(м · К).

Обчислити також  $q$  та температуру на поверхнях стіни  $t_{c1}$  і  $t_{c2}$ .

Рішення

Щільність теплового потоку визначаємо за формулою:

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{a_2}} = \frac{18 - (-30)}{\frac{1}{7,5} + \frac{0,51}{0,8} + \frac{0,05}{0,08} + \frac{1}{20}} = 33,2 \text{ Вт/м}^2.$$

Температуру на внутрішній поверхні  $t_{c1}$  визначаємо з формули:

$$q = a_1(t_{ж1} - t_{c1}),$$

$$\text{звідки } t_{c1} = t_{ж1} - \frac{q}{a_1} = 18 - \frac{33,2}{7,5} = 13,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температуру на зовнішній поверхні  $t_{c2}$  визначаємо з формули:

$$q = a_2(t_{ж2} - t_{c2}),$$

$$\text{звідки } t_{c2} = t_{ж2} + \frac{q}{a_2} = -30 + \frac{32,2}{20} = -28,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

### Приклад 11.2

Паропровід діаметром  $d_2 / d_1 = 216 / 200$  мм покритий шаром ізоляції завтовшки 120 мм, коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_2 = 0,1$  Вт/(м · К). Температура пари  $t_{ж1} = 300$  °С і оточуючого повітря  $t_{ж2} = 25$  °С.

Крім того, задано, що  $\lambda_1 = 40$  Вт/(м · К),  $a_1 = 100$  Вт/(м<sup>2</sup> · К)

Дано:

$$\begin{aligned} d_1 &= 200 \text{ мм} \\ \lambda_1 &= 40 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \\ d_2 &= 216 \text{ мм} \\ \lambda_2 &= 0,1 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \\ d &= 120 \text{ мм} \\ t_{ж1} &= 300 \text{ }^\circ\text{C} \\ a_1 &= 100 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \\ t_{ж2} &= 25 \text{ }^\circ\text{C} \\ a_2 &= 8,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \\ t_{c3}, q_1, k_1 &= ? \end{aligned}$$

і  $a_2 = 8,5$  Вт/(м · К). Потрібно визначити лінійний коефіцієнт тепловіддачі  $k_1$ , лінійну щільність теплового потоку  $q_1$  і температуру на зовнішній поверхні ізоляції  $t_{c3}$ .

Рішення

Згідно з умовою задачі  $d_1 = 0,2$  м;  $d_2 = 0,216$  м;  $d_3 = d_1 + 2d_2 = 0,216 + 2 \cdot 0,12 = 0,456$  м.

Далі на підставі (11.6) маємо:

$$\begin{aligned} k_1 &= \frac{1}{\frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{a_2 d_3}} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{100 \cdot 0,2} + \frac{1}{2 \cdot 40} \ln \frac{0,216}{0,2} + \frac{1}{20,1} \ln \frac{0,456}{0,216} + \frac{1}{8,5 \cdot 0,456}} = \\ &= 0,248 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

На підставі (11.4):

$$q = k_1 \pi (t_{ж1} - t_{ж2}) = 0,248 \cdot 3,14 (300 - 25) = 214 \text{ Вт/м}.$$

Лінійна щільність теплового потоку, переданого від зовнішньої поверхні ізоляції в навколишнє середовище, визначається за формулою:

$$q = a_2 \pi d_3 (t_{c3} - t_{ж2}),$$

звідки

$$t_{c3} = t_{ж2} + \frac{q_1}{\pi a_2 d_3} = 25 + \frac{214}{3,14 \cdot 8,5 \cdot 0,456} = 42,58 \text{ }^\circ\text{C}.$$

### Приклад 11.3

У холодильній установці необхідно охолоджувати рідину, витрата якої  $m^*_1 = 275$  кг/год від  $t'_1 = 120$  °С до  $t''_1 = 50$  °С. Теплоємність рідини  $c_{p1} = 3,05$  кДж/(м · К). Для охолодження використовується вода з  $t'_2 = 10$  °С. Витрата охолоджуючої води  $m^*_2 = 1100$  кг/год, її

Дано:

$$m_1^* = 275 \text{ кг/год}$$

$$t_1' = 120 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_1'' = 50 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$c_{p1} = 3,05 \text{ кДж/(м} \cdot \text{К)}$$

$$c_{p2} = 4,19 \text{ кДж/(м} \cdot \text{К)}$$

$$t_{жс1} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$m_2^* = 1100 \text{ кг/год}$$

$$k = 1000 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$F_{\text{прям}}, F_{\text{прот}} - ?$$

теплоємність  $c_{p2} = 4,19 \text{ кДж/(м} \cdot \text{К)}$ . Визначити площу поверхні нагріву теплообмінного апарату при прямотоку  $F_{\text{прям}}$  та протитечії  $F_{\text{прот}}$ .

Рішення

Розраховуємо водяні еквіваленти  $W_1$  і  $W_2$ :

$$W_1 = m_1^* c_{p1} = \frac{275}{3600} \cdot 3,05 = 0,21 \text{ кВт/К};$$

$$W_2 = m_2^* c_{p2} = \frac{1100}{3600} \cdot 4,19 = 1,28 \text{ кВт/К}.$$

Підставляємо ці значення в (11.16), отримуємо кінцеву температуру води:

$$t_2'' = t_2 + (t_1' - t_1'') \frac{W_1}{W_2} = 10 + (120 - 50) \frac{0,21}{1,28} = 21,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

За формулою (11.13) визначити середню логарифмічну різницю температур при прямотоку  $[\Delta t_{BX}; \Delta t_{ВИХ}]$  за (11.13 а):

$$\overline{\Delta t_{\text{прям}}} = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{2,31g \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2'}} = \frac{(120 - 10) - (50 - 21,5)}{2,31g \frac{120 - 10}{50 - 21,5}} = 59 \text{ }^\circ\text{C}.$$

При протитечії  $[\Delta t_{BX}; \Delta t_{ВИХ}]$  за (11.13 б):

$$\overline{\Delta t_{\text{прот}}} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{2,31g \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} = \frac{(120 - 21,5) - (50 - 10)}{2,31g \frac{120 - 21,5}{50 - 10}} = 65,2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Тепловий потік визначаємо за (11.8):

$$Q = m_1^* c_{p1} (t_1' - t_1'') = W_1 (t_1' - t_1'') = 0,21(120 - 50) = 14,7 \text{ кВт}.$$

Маючи значення  $Q$  і  $\Delta t$ , визначаємо поверхню теплообміну при прямотоку, використовуючи рівняння теплопередачі (11.12):

$$F_{\text{прям}} = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{прям}}} = \frac{14,7}{1 \cdot 59} = 0,25 \text{ м}^2;$$

при протитечії:

$$F_{\text{прот}} = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{прот}}} = \frac{14,7}{1 \cdot 65,2} = 0,225 \text{ м}^2.$$

## Приклади для самостійного рішення до теми 11

### Приклад 11.4

Визначити витрату тепла через  $1 \text{ м}^2$  цегляної обмурівки котла товщиною  $\delta_1 = 250 \text{ мм}$  і температури на поверхнях, якщо температура газів  $t_{жс1} = 600 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура повітря  $t_{жс2} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $a_1 = 20 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ ,  $a_2 = 8 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  і  $\lambda = 0,7 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ .

Відповідь:  $q = 1065 \text{ Вт/м}^2$ ,  $t_{c1} = 547 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_{c2} = 163 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### Приклад 11.5

Визначити теплові втрати з  $1 \text{ м}$  трубопроводу діаметром  $d_2 / d_1 = 165 / 150$ , якщо трубопровід покритий шаром ізоляції завтовшки  $\delta_1 = 60 \text{ мм}$  з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda_2 = 0,15 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ . Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби  $\lambda_1 = 50 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ . Коефіцієнт теплопередачі від води до стінки труби  $a_1 = 1000 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ , від труби до навколишнього повітря  $a_2 = 8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ . Визначити також температури на зовнішній поверхні труби  $t_{c2}$  і на зовнішній поверхні ізоляції  $t_{c3}$ .

Відповідь:  $q = 145 \text{ Вт/м}^2$ ,  $t_{c1} = 89,9 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_{c2} = 5,3 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### Приклад 11.6

Визначити площу поверхні нагріву водяного економайзера при прямотоку і протитечії, якщо відомі наступні величини: температура газів на вході  $t_1' = 420 \text{ }^\circ\text{C}$ ; витрата газів  $m_1^* = 220 \text{ кг/ч}$ ; теплоємність газів  $c_{p1} = 1,045 \text{ кДж/(м} \cdot \text{К)}$ ; температура води на вході  $t_2' = 105 \text{ }^\circ\text{C}$ ; витрата води  $m_2^* = 275 \text{ т/ч}$ ; теплоємність води  $c_{p2} = 4,19 \text{ кДж/(м} \cdot \text{К)}$ ; тепловий потік  $Q = 13,5 \text{ МВт}$ ; коефіцієнт теплопередачі від газів до води  $k = 79 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ .

Відповідь:  $F_{\text{прям}} = 1930 \text{ м}^2$ ,  $F_{\text{прот}} = 1000 \text{ м}^2$ .

### Питання для самопідготовки до тем 10 і 11

1. Природа променистої енергії. Як розрізняються промені між собою?
2. Що називається коефіцієнтом поглинання, віддзеркалення, пропускання?
3. Що називається ефективним випромінюванням тіла?
4. Основні закони променистого 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 замкнутому просторі.
8. Які гази мають випромінювальну здатність?
9. Коефіцієнт тепловіддачі при випромінюванні.
10. Що називається теплопередачею?
11. Коефіцієнт теплопередачі через плоску стінку, його розмірність і фізичний зміст.
12. Що називається повним термічним опором теплопередачі і з яких величин він складається?
13. Лінійний коефіцієнт теплопередачі через циліндричну 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 м<sup>2</sup> 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 різниця температур?
20. Що таке водяний еквівалент?
21. Графіки зміни температур рідин у теплообміннику при прямотоку і протитечії.

## РОЗДІЛ 3. ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛА В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

### Тема 12. Енергетичні палива і основи їхнього горіння

#### 12.1. Класифікація палив. Елементарний склад. Формули перерахунку

Органічне викопне паливо (тверде, рідке, газоподібне) є в даний час і за прогнозами до 2030 року основним джерелом енергії (теплоти) для промислового використання, а також для транспортних двигунів.

*Паливо* – це речовини, що виділяють у результаті тих або інших перетворень теплову енергію, яка використовується в технічних цілях.

За принципом виділення енергії розрізняють дві групи палив: хімічне, що виділяє енергію в результаті окислення паливних елементів, і ядерне, що виділяє енергію при діленні ядер.

У світі переважно використовується хімічне або органічне паливо, що є джерелом близько 70% всієї енергії, яка виробляється.

При використанні палив застосовується енергія, що виділяється, та її хімічні властивості. Тому палива поділяються на енергетичні і технологічні.

*Енергетичне паливо* призначене для спалювання з метою безпосереднього отримання теплової енергії або її перетворення в механічну і (або) електричну енергію.

*Технологічне паливо* використовується для ведення високотемпературних технологічних процесів (нагрівання, випалювання, плавлення та ін.) і хімічної переробки для отримання штучного палива (коксу) і технічних продуктів (наприклад, при спалюванні коксу в доменних печах використовуються відновні властивості вуглецю).

За агрегатним станом всі палива поділяються на *тверді*, *рідкі* і *газоподібні*, а за способом отримання або добутку – на *природні* та *похідні (штучні)*. Окрім деревини, всі види природних палив являють собою видобутки копалин. Штучне паливо отримують шляхом переробки природного. Методи переробки досить різноманітні і залежать від характеристики і призначення кінцевого продукту. В їхній основі лежить фізико-механічний вплив на початковий продукт: дроблення, помел, нагрів, перегонка та ін. Основні види хімічних палив представлені в табл. 12.1.

Таблиця 12.1

Класифікація основних видів хімічних палив

| Характер палива | Види палив   |  |   |
|-----------------|--|--|---|
|                 | тверде   | рідке  | газоподібне   |
| Природне        | Деревина, торф, горючі сланці, буре вугілля, кам'яне вугілля, антрацит | Нафта, газові конденсати   | Природний газ, супутні гази нафтових родовищ  |
| Штучне          | Напівкокс, кокс, торф'яні і вугільні брикети                           | Бензин, лігроїн, гас, газойль, моторні палива, газотурбінне паливо, мазут, пічне побутове паливо | Нафтовий, напівкоксний, коксовий, генераторний, доменний газ, газ підземної газифікації вугілля |

При проведенні хімічного аналізу палива визначаються частки різних хімічних елементів і складових речовини, тобто елементний склад. Органічне паливо складається зі складних з'єднань різних елементів: вуглецю ( $C$ ), водню ( $H$ ), кисню ( $O$ ), сірки ( $S$ ), азоту ( $N$ ) і інших, а також баласту у вигляді вологи ( $W$ ) та мінеральних компонентів, що не беруть участь у процесі горіння і сприяють утворенню золи ( $A$ ).

Всі види палив складаються з *горючої* і *негорючої* частин (баласту). До горючих елементів відносяться вуглець, водень і горюча сірка: до негорючої частини – кисень, азот, волога, зола і негорюча сірка.

*Вуглець* ( $C$ ) є головною горючою складовою всіх палив. При повному згорянні вуглецю тепловиділення складає  $33,5 \cdot 10^3$  кДж/кг. Теплова цінність палива визначається вмістом у ньому вуглецю. Так, у деревині і торфі його частка сягає 58%, у вугіллі і мазуті – 90%. При термохімічній переробці палив вуглець є основою для утворення вторинних органічних речовин і складає основну частину важливого штучного технологічного палива – коксу.

*Водень* ( $H$ ) – друга найважливіша горюча складова будь-якого палива. Тепловиділення при його згорянні залежить від агрегатного стану (рідкий або газоподібний) кінцевого продукту горіння водню води – і може досягати  $142 \cdot 10^3$  кДж/кг. Із збільшенням віку твердого

палива вміст водню в ньому знижується.

*Кисень* ( $O$ ) – є баластною домішкою в паливі, оскільки знижує його теплову цінність. Крім того, він зв'язує в паливі водень, знецінюючи його. У твердих паливах з невеликим хімічним віком вміст кисню може досягати 30% і вище, а в більшості рідких моторних палив він не перевищує 1,5%.

*Азот* ( $N$ ) також є баластом палива, знижуючи вміст у ньому горючих речовин. У складі твердого палива міститься до 1,5% азоту, в складі рідкого – менше 1%.

*Сірка* ( $S$ ) входить у паливо в трьох видах – сірка органічна ( $S_{орг}$ ), така, що входить до складу його органічних сполук, сірка колчеданна ( $S_K$ ), така, що входить до складу сульфідів, головним чином піриту і марказиту ( $FeS_2$ ), і сірка сульфатна ( $S_c$ ), така, що входить до складу різного виду сульфатів, наприклад  $CaSO_4$ ,  $MgSO_4$ ,  $FeSO_4$  та ін.

Перші дві складові сірки горять – це так звана летюча (горюча) сірка:

$$S_n = S_{орг} + S_K.$$

Сульфатна сірка в горінні палива не бере участь, оскільки вже знаходиться в з'єднанні з киснем. У зв'язку з цим вона включається в зовнішній негорючий залишок – золу. Сумарний вміст сірки у всіх трьох з'єднаннях носить назву сірки загальної –  $S_{заг} = S_{орг} + S_K + S_c = S_n + S_c$ . Сірка є шкідливою складовою палива, оскільки при її згорянні утворюються оксиди: сірчистий ангідрид ( $SO_2$ ) і сірчаний ангідрид ( $SO_3$ ). Особливо шкідливий  $SO_3$ , який, з'єднуючись з вологою, дає як кінцевий продукт сірчану кислоту:  $SO_3 + H_2O = H_2SO_4$ . Вона викликає інтенсивну корозію металу котельних агрегатів, двигунів внутрішнього згорання, будівельних конструкцій і та ін. Викиди  $SO_2$  і  $SO_3$  в атмосферу негативно впливають на навколишнє середовище.

*Мінеральні компоненти* ( $A$ ) є головною баластною складовою палива, що входить до складу залишкового продукту повного згорання палива – золи. До складу золи входять як речовини, що утворюють мінеральну частину палива, так і продукти їхнього розкладання і окислення. Вміст мінеральних компонентів у твердих паливах коливається в дуже широких межах: від 1...2% у деревині до 70% у сланцях, у рідких паливах – до 1%. Кількість мінеральних компонентів у паливі визначає його *зольність*, тобто здатність утворювати в процесі спалювання золу. Основною характеристикою золи є температура плавлення, залежна від її складу.

Палива з великим вмістом мінеральних компонентів не слід перевозити на великі відстані.

Волога ( $W$ ), як і мінеральні компоненти, – баласт, що знижує теплову цінність палива і визначає доцільність його транспортування на великі відстані. На випаровування вологи витрачається частина теплоти, що виділяється при згорянні палива, що зменшує температурний рівень процесу горіння. Крім того, знижується значення температури точки роси водяної пари, що міститься в продуктах згорання і збільшується небезпека низькотемпературної корозії. Частка вологи у складі палива коливається дуже широко: від 0,3...1,5% у мазуті, 5% – у кам'яному вугіллі, до 20...57% – у торфах і бурому вугіллі.

Елементарний склад горючих газів можна представити так само, як і твердих і рідких палив. Проте для зручності аналізу і розрахунків процесу горіння газів їхній склад зазвичай представляють у вигляді суми об'ємних часток горючих компонентів і баластних домішок у відсотках, визначених за нормальних умов без урахування водяної пари, тобто на суху масу палива.

До складу природних газів як горючі елементи входять метан ( $CH_4$ ) – до 98,9%, вуглеводні метанового ряду етан ( $C_2H_6$ ), пропан ( $C_3H_8$ ), бутан ( $C_4H_{10}$ ) – 0,3...10% та інші, а також у вигляді слідів – сірководень ( $H_2S$ ). Баластом є азот ( $N_2$ ), вуглекислий газ ( $CO_2$ ) і водяні пари.

У попутних газах нафтових родовищ вміст метану нижчий (до 45%), проте, зростає частка важких вуглеводнів (до 40%).

Штучні гази як горючі компоненти містять водень, метан, окис вуглецю ( $CO$ ) і невеликі кількості важких вуглеводнів (у коксовому газі). Баластними домішками в штучних газах є  $CO_2$ ,  $N_2$ , водяні пари і пил.

Вміст вологи газоподібних палив  $d$ , кг/м<sup>3</sup>, коливається залежно від стану палива.

Вміст хімічних елементів та інших складових палива обчислюється у відсотках від одиниці маси або об'єму, виходячи з певної частини (маси) палива. Залежно від складу і виду палива розрізняють робочу, аналітичну, суху, горючу і органічні маси палива. Кожній масі надається відповідний індекс: робочій –  $p$ , сухій –  $s$ , горючій –  $g$ , органічній –  $o$ , аналітичній –  $a$ .

Для твердих палив застосовані всі п'ять мас. Про склад палива на відповідну масу судять по індексу елементів. Паливо в тому вигляді, в якому воно приходить до споживача, називається *робочим*. Його склад якнайповніше відображає стан палива. Елементарний склад робочої маси записується наступним виглядом:

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S^p + A^p + W^p = 100\%. \quad (12.1)$$

На лабораторний аналіз паливо поступає повітряно-сухим, тобто

висушеним до постійної ваги на повітрі в природних умовах.

Маса такого палива називається *аналітичною*. Її елементарний склад представляється у вигляді:

$$C^a + H^a + O^a + N^a + S^a + A^a + W^a = 100\%. \quad (12.2)$$

При повному висушуванні палива (при  $t > 105$  °С) отримують суху масу. Рівняння елементарного складу сухої маси палива має вигляд:

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S^c + A^c = 100\%. \quad (12.3)$$

Під горючою масою палива розуміють паливо, що не містить механічних компонентів і вологи (баласту). Рівняння елементарного складу горючої маси палива:

$$C^e + H^e + O^e + N^e + S^e_{opz} = 100\%. \quad (12.4)$$

Органічна маса палива на відміну від горючої не містить колчедану сірку. Елементарний склад цієї маси може бути виражений рівністю:

$$C^o + H^o + O^o + N^o + S^o_{opz} = 100\%. \quad (12.5)$$

Очевидно, що при переході від робочої до органічної маси частка хімічних елементів у складі палива збільшується, тобто  $C^o > C^e > C^c > C^a > C^p$ .

Перерахунок елементарного складу з горючої маси палива на його робочу масу і назад проводиться за формулами:

$$C^p = C^g \frac{100 - A^p - W^p}{100}; \quad (12.6)$$

$$H^p = H^g \frac{100 - A^p - W^p}{100} \quad \text{та ін.} \quad (12.7)$$

Для зворотного перерахунку з робочої маси в горючу використовується множник  $\frac{100}{100 - A^p - W^p}$ .

Множники для перерахунку складу палива з однієї маси на іншу наведено в табл. 12.2.

На практиці часто доводиться мати справу із зміненою в порівнянні з нормативною (робочою) масою палива через невідповідності дійсної вологості і зольності нормативним значенням. Перерахунок складу робочої маси палива, що має  $W_1^p$ ,  $A_1^p$ ,  $B_1^p = W_1^p + A_1^p$ , на нові –  $W_2^p$ ,  $A_2^p$  і  $B_2^p = W_2^p + A_2^p$  – проводиться за допомогою множників:

$$\frac{100 - W_2^p}{100 - W_1^p}; \quad \frac{100 - A_2^p}{100 - A_1^p} \quad \text{і} \quad \frac{100 - B_2^p}{100 - B_1^p},$$

де  $B^p$  – сумарний баласт палива  $B^p = A^p + W^p$ .

Таблиця 12.2

Перевідні множники для перерахунку заданої маси палива в розрахункову

| Задана маса | Розрахункова маса             |                               |                               |
|-------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
|             | робоча                        | суха                          | горюча                        |
| Робоча      | 1                             | $\frac{100}{100 - A^p}$       | $\frac{100}{100 - A^p - W^p}$ |
| Суха        | $\frac{100 - A^p}{100}$       | 1                             | $\frac{100}{100 - A^p - W^p}$ |
| Горюча      | $\frac{100 - A^p - W^p}{100}$ | $\frac{100 - A^p - W^p}{100}$ | 1                             |

Для рідких палив характерні робоча і суха (безводна) маси. Робоча маса рідких палив характеризується відсутністю в її складі золи.

Склад природних і штучних газів обчислюється тільки на сухий об'єм (1 м<sup>3</sup> за нормальних умов). Для більшості природних газів він представлений у вигляді суми:

$$CH_4 + C_2H_6 + C_3H_8 + C_5H_{12} + N_2 + CO_2 = 100\%. \quad (12.8)$$

У частку метану (C<sub>5</sub>H<sub>12</sub>) включають і інші, більш важкі вуглеводні. В найбільш загальному вигляді склад сухих штучних газів можна представити в такому вигляді:

$$CH_4 + H_2 + CO + C_mH_n + N_2 + O_2 = 100\%, \quad (12.9)$$

де C<sub>m</sub>H<sub>n</sub> – сумарний вміст вуглеводнів, важчих за метан.

## 12.2. Фізичні та експлуатаційні характеристики товарних палив. Умовне паливо

**Теплота згоряння палив.** Головним показником енергетичної цінності палива є теплота його згоряння.

Теплотою згоряння палива називається кількість теплоти, що виділяється при повному згорянні 1 кг твердого (або рідкого) палива або 1 м<sup>3</sup> газоподібного палива за нормальних умов. Її можна визначити експериментально і теоретично, якщо відомий елементарний склад палива.

Експериментально теплоту згоряння палива визначають у калориметричній установці. Точно зважене навішування випробовуваного палива спалюють у середовищі стислого кисню в калоримет-

ричній бомбі і визначають кількість теплоти, що виділилася. Проте умови спалювання палива в калориметричній бомбі значною мірою відрізняються від реальних умов їхнього використання в двигунах внутрішнього згоряння, парогенераторах, печах та ін.

При згорянні палив у калориметричній бомбі утворюються газоподібні продукти, до складу яких входять водяні пари, утворені в результаті окислення водню палива і випаровування вологи, що міститься в ньому. Температура продуктів згоряння в бомбі близька до температури навколишнього середовища, тобто значно нижче за значення температури точки роси, тому відбувається конденсація водяної пари, і, отже, виділяється відповідна кількість теплоти, при обліку якої знаходять вищу теплоту згоряння  $Q^p_g$ .

На практиці зазвичай температура продуктів згоряння, що покидають теплоенергетичну установку, вище за температуру точки роси, і вода, що міститься в них, виходить у вигляді пари, з якою марно втрачається і теплота конденсації. Тому для оцінки реальної теплотворної здатності палив використовується поняття нижчої теплоти згоряння  $Q^p_n$ , яка є кількістю теплоти, що виділилася при повному згорянні 1 кг, без урахування теплоти, що виділилася при конденсації водяної пари, що міститься в продуктах згоряння. Вона менше вищої на величину невикористаної теплоти, що виділяється при конденсації водяної пари, яка міститься в продуктах згоряння:

$$Q^p_n = Q^p_g - 25(9H^p + W^p), \quad (12.10)$$

де  $Q^p_n$  і  $Q^p_g$  – відповідно нижча і вища теплота згоряння робочої маси палива, кДж/кг;  $25(9H^p + W^p)$  – загальна теплота, що виділяється при конденсації водяної пари, що утворюється в результаті згоряння водню палива в кількості  $H^p$  (%) і вологи палива, що випарувалася в процесі згоряння, в кількості  $W^p$  (%), кДж/кг. Множник 25 в (12.10) – це ентальпія 1 кг пари при тиску  $p = 0,1$  МПа, обчислена на 1% складу палива.

Теплота згоряння горючих газів визначається теж за допомогою калориметричної установки або в калориметрі, в якому теплота палива, що згорає, повністю поглинається водою, що проходить через калориметр. Отримані значення вищої теплоти перераховують в  $Q^p_n$  за (12.10).

Вища теплота згоряння використовується для порівняння теплової цінності окремих палив (хімічної ексергії), нижча – у всіх технічних розрахунках.

Теплоту згоряння твердого і рідкого палив, кДж/кг, при відомому їхньому елементарному складі, наближено можна обчислити за емпіричними формулами, з яких найбільш поширена формула Д.І. Менделєєва:

$$Q_{H}^p = 340C^p - 1260H^p - 109(O^p - S^p); \quad (12.11)$$

$$Q_{H}^p = 340C^p - 1035H^p - 109(O^p - S^p) - 25W^p. \quad (12.12)$$

Нижча теплота згоряння сухого газоподібного палива, кДж/м<sup>3</sup>, підраховується як сума теплоти згоряння складових його горючих газів.

**Умовне паливо.** Відмінність теплоти згоряння палив різних видів, сортів і марок досить велика. Так, теплота згоряння твердих палив коливається від  $8 \cdot 10^3 \dots 12 \cdot 10^3$  МДж/кг у торфу до  $25 \cdot 10^3 \dots 26 \cdot 10^3$  кДж/кг у кам'яного вугілля; рідких палив – від  $40 \cdot 10^3$  кДж/кг у мазути і до  $47 \cdot 10^3$  кДж/кг у бензинів. Ще більший розкид у теплоті згоряння у газів: якщо у доменного газу  $33,3 \cdot 10^3$  кДж/м<sup>3</sup>, то у попутних газів нафтових родовищ вона піднімається до  $47 \cdot 10^3$  кДж/м<sup>3</sup>.

Через цю обставину облік і планування витрат палива, контроль за його економним використанням сильно ускладнюються не лише в загальнодержавних масштабах, але і в межах будь-якого підприємства.

Тому для порівняння теплової цінності різних палив, варіантів заміни одного палива іншим, складання норм витрат палива і планування його потреби введені такі техніко-економічні поняття, як умовне паливо і паливні еквіваленти.

Умовним називається паливо, що має теплоту згоряння  $Q_y = 29302$  кДж/кг. Ця величина прийнята як відправна для планування витрат і звіту про використання палива.

При вимірюванні кількості теплоти в кілокалоріях теплота згоряння умовного палива приймалася рівною 7000 ккал/кг. Враховуючи, що 1 ккал = 4,186 кДж, теплота згоряння  $Q_y = 7000 \cdot 4,186 = 29302$  кДж/кг.

Відносна цінність різних палив розглядається в порівнянні з умовним паливом за допомогою паливних еквівалентів.

*Паливним еквівалентом*  $E_T$  називається відношення нижчої теплоти згоряння робочої маси реального палива до теплоти згоряння умовного палива:

$$E_T = \frac{Q_H^p}{Q_y}. \quad (12.13)$$

Паливний еквівалент застосовують при плануванні витрати палива і при звітності.

Паливні еквіваленти дозволяють проводити перерахунки витрати палива з умовного в реальне, і навпаки, на підставі співвідношення:

$$B_p = \frac{B_y}{E_T}, \quad (12.14)$$

де  $B_p$  і  $B_y$  – витрати відповідно реального і умовного палив, кг/с (кг/год, т/рік і та ін.).

**Тверді палива.** Елементарний склад, вологість і зольність палива є його важливими, але не вичерпними характеристиками. Вони не дають інформації, що дозволяє мати уявлення про напрями і способи використання палива. У цьому сенсі найважливішими теплотехнічними властивостями твердого палива служать вихід летючих речовин і характеристика коксового залишку.

При нагріванні твердого палива починається процес його термічного розкладання, при якому паливо виділяє гази і пари, так звані *летючі речовини* (або просто *летючі*).

У лабораторних умовах вихід летючих визначається шляхом нагріву без доступу повітря нависки (близько 1 грама) повітряно-сухого палива при температурі 850 °С протягом 7 хв. (при цьому повного виділення летючих не досягається).

Отриману втрату маси проби палива кваліфікують як вихід летючих речовин, який відносять на горючу масу палива і позначають  $V^T$ , %. Летючі речовини є продуктом термічного розкладання твердого палива. При утворенні цих речовин у них переходять волога, кисень, азот, водень і частково вуглець і сірка. Тому до складу летючих входять горючі –  $CO$ ,  $H_2$ ,  $C_mH_n$  і негорючі –  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$  і  $H_2O$ . Твердий залишок після виходу летючих називається коксом. Летючі речовини легкозаймисті і згорають раніше коксу, інтенсифікуючи його горіння. Тому за змістом летючих судять про займистість палива – чим вище вихід летючих, тим більш легко займається і згорає паливо, і навпаки.

Кокс є найважливішим видом похідного твердого палива. Він виходить у результаті коксування – термічного розкладання вугілля, що коксується, тобто вугілля із спеченим коксовим залишком, при нагріванні без доступу повітря при  $t = 900 \dots 1000$  °С. Коксом є штучне тверде паливо для металургійних процесів. Побічними продуктами коксування є кам'яновугільна смола, коксовий газ, аміачна вода, ароматичні вуглеводні та інші речовини. Склад коксу на органічну масу:  $C^o = 96 \dots 98\%$ ,  $H^o = 0,4 \dots 0,5\%$ ,  $O^o = 1,6 \dots 3,0\%$ : вміст сірки коливається в межах 0,5... 2%.

Кокс характеризує *спеченість* палива, визначену за видом коксу, який може бути таким, що спікся, злипнувся або порошкоподібний. Спеченість палива обумовлює способи його спалювання і можливість його коксування. Спеченість кам'яного вугілля визначають за ступенем пластичності або в'язкості розм'якшеної вугільної маси, вимірної по товщині пластичного шару  $n$ , мм. На виході летючих речовин і характеристики коксу ґрунтується класифікація кам'яного вугілля.

Основним видом твердого палива в народному господарстві є *вугілля*. Вугілля ділиться на наступні основні типи: буре, кам'яне, антрацити і напівантрацити. До бурого вугілля (марки Б) відносять вугілля з вищою теплою згорання робочої маси беззолного вугілля

$$Q_B^p \frac{100}{100 - A^p} < 24000 \text{ кДж/кг.}$$

Буре вугілля ділиться на три групи залежно від вологості: Б1 ( $W^p > 40\%$ ), Б2 ( $W^p = 30...40\%$ ) і Б3 ( $W^p < 30\%$ ) та за величиною шматків (табл. 12.3).

Таким чином, марка вугілля Б2Р означатиме: вугілля буре з вологістю  $W^p = 30...40\%$ , рядове. Для бурого вугілля характерний високий вихід летючих ( $V^T > 40\%$ ), не спечений коксовий залишок, малий вміст вуглецю і високий вміст кисню. Воно легко втрачає вологу і механічну міцність, має підвищену схильність до самозаймання.

Кам'яне вугілля утворює широку групу вугілля з  $Q_B^p \frac{100}{100 - A^p} > 24000$  і виходом летючих на горючу масу  $V^T > 9\%$ .

Таблиця 12.3

Класифікація вугілля залежно від розмірів шматків

| Клас                            | Позначення класу | Розміри шматків, мм   |
|---------------------------------|------------------|---|
| <i>Буре вугілля</i>             |                  |   |
| Велике                          | К                | 50...100  |
| Дрібне                          | М                | 0...50  |
| Рядове                          | Р                | 0...100   |
| <i>Кам'яне вугілля</i>          |                  |   |
| <i>напівантрацит і антрацит</i> |                  |   |
| Плитний                         | П                | Більше 100  |
| Великий                         | К                | 50...100  |
| Горіх                           | О                | 25...50   |
| Дрібний                         | М                | 13...25   |
| Насіннячко                      | С                | 6...13  |
| Штиб                            | Ш                | Менше 6   |
| Дрібний і насіннячко з штибом   | МСШ              | Не менше 25   |
| Насіннячко з штибом             | СШ               | Не менше 13   |
| Рядовий                         | Р                | Не більше 200 при шахтному і не більше 300 при кар'єрному добуванні |

Залежно від виходу летючих, спеченості і характеру коксового залишку кам'яне вугілля має марки, наведені в табл. 12.4. Значення  $V^T$  і  $u$  для вугілля однакових марок, але різних родовищ не можуть бути однаковими через різні геологічні умови залягання вугілля.

Таблиця 12.4

Класифікація вугілля залежно від виходу летючих і спеченості

| Марка вугілля      | Вихід летючих, % | Характер коксу (спеченість)       |
|--------------------|------------------|-----------------------------------|
| Довгополум'яне (Д) | 34...50          | Порошкоподібний або слабоспечений |
| Газове (Г)         | 36...48          | Спечений                          |
| Газове жирне (ГЖ)  | 27...37          | »                                 |
| Жирне (Ж)          | 27...37          | »                                 |
| Слабоспечене (СС)  | 25...37          | Слабоспечений                     |
| Коксове жирне (КЖ) | 25...31          | Спечений                          |
| Коксове (К)        | 18...27          | »                                 |
| Худе спечене (ОС)  | 14...22          | »                                 |
| Худе (Т)           | 9...17           | Порошкоподібний або слабоспечений |

Вугілля марок Г, Ж, ГЖ, КЖ, К і ОС одного і того ж басейну або родовища розділяють на групи по нижній межі  $n$ , що представляється у вигляді цифри до марки вугілля, наприклад Ж13 – вугілля жирне з товщиною пластичного шару 13...19 мм.

Умовне позначення класу дописують до марки вугілля; наприклад АС – антрацит насіннячко; ДСШ – довгополум'яне насіннячко з штибом і та ін.

До основних властивостей твердих палив відносяться щільність, механічна міцність, термічна стійкість, схильність до самозаймання, склад палива за розміром шматків та ін.

Об'ємна щільність твердого палива залежить від величини шматків палива, вологості, тривалості зберігання. При зберіганні або перевезенні палива його об'ємна щільність змінюється в більшу або меншу сторону до 25%. У зв'язку з цим при прийманні або видачі твердого палива його об'ємна щільність визначається для кожної нової партії.



*Механічна міцність* вугілля залежить від його складу, характеру мінеральних домішок. Вона визначає помелоздібність вугілля і, отже, витрата енергії на помел або дроблення. Крім того, від механічної міцності залежать утворення дрібних часток при транспортних операціях, а значить, втрати палива при транспортуванні, навантаженні і вивантаженні.

Механічна міцність знижується при зберіганні вугілля за рахунок коливання температури навколишнього середовища, атмосферних умов і окислення.

*Термічна стійкість* вугілля має велике значення для правильної організації спалювання палива, характеризується стійкістю палива проти розтріскування в зоні високих температур під час горіння і, отже, визначає втрати палива через винесення дріб'язку, що утворився при розтріскуванні, із зони горіння.

На тривалі відстані транспортують в основному кам'яне вугілля, антрацит, полуантрацит і коксові продукти. Буре вугілля, торф і горючі сланці використовують поблизу місць їхнього видобування.

Тверде паливо зберігається на паливних складах, для яких відводиться сухе, припідняте місце. Склади обладнують кранами (частіше всього козловими), бульдозерами, волокушами і іншими засобами механізації. Найбільшого поширення набув штабельний спосіб зберігання. При цьому приймається ряд заходів, спрямованих проти вивітрювання і самозаймання вугілля.

*Вивітрювання* вугілля і горючих сланців знижує їхню механічну міцність, збільшує вміст дріб'язку і зменшує теплоту згорання. До вивітрювання схильне все вугілля, але найбільшою мірою – молоді кам'яні (Д і Г) і всі бурі, горючі сланці.

Особливі заходи запроваджуються проти *самозаймання* палива в штабелях, яке може призвести до трагічних наслідків і великих матеріальних втрат. Для запобігання самозаймання від штабеля має бути забезпечене інтенсивне відведення теплоти, що накопичується в нім при окисленні вугілля. Ця умова визначає граничні розміри штабеля. Вони не обмежені лише для антрацитів і поганого вугілля, стійкого до самозаймання. Решту вугілля необхідно зберігати в штабелях роздільно по партіях і сортах; розміри штабелів при постійному зберіганні не повинні перевищувати: по висоті 2,5 м; по ширині 20 м; між основами штабелів має бути забезпечена відстань до 3 м.

Поверхню штабеля необхідно ущільнювати катками для зменшення проникнення всередину повітря і виконати нанесення вапняного розчину для віддзеркалення сонячних променів. Необхідно забезпечити контроль температури палива в штабелі.

**Рідкі палива.** Рідкі палива об'єднуються в широку групу палив, призначених для використання як в стаціонарних, так і в транспортних енергетичних установках. Рідке паливо має чимало важливих переваг перед твердим. Основними з них є: висока теплота згорання, досить проста підготовка до спалювання, можливість транспортування на великі відстані по трубопроводах, практична відсутність вологи і золи, що суттєво спрощує організацію спалювання.

Основним природним рідким паливом є *нафта*, що є сумішшю різних по класу вуглеводнів. Основну масу нафти складають вуглеводні трьох класів: метанів, нафтенів і ароматичних. Переважний вміст вуглеводнів того чи іншого класу визначає тип нафти.

Середній склад нафти на органічну масу наступний: С<sup>o</sup> = 83...87%; Н<sup>o</sup> = 11...14%; О<sup>o</sup> = 0,1...1%; N<sup>o</sup> = 0,05...1%; S<sup>o</sup> = 0,1...5%. Кількість мінеральних домішок у нафті невелика – 0,1...0,3%, вологи – 1...1,5%.

Щільність нафти коливається в межах 820...920 кг/м<sup>3</sup>. Температура кипіння нафти залежить від вмісту в ній смолистих речовин. Легкі нафти киплять при t = 300 ... 350 °С, важкі – при t = 550 ... 600 °С.

Сира нафта як паливо зазвичай не використовується, оскільки набагато вигідніше використовувати продукти її переробки. Мета переробки нафти – отримання якісних палив, масел і інших різноманітних продуктів.

Застосовуються два способи переробки нафти: *пряма перегонка*, що здійснюється при атмосферному тиску, і *крекінг-процес*, який залежно від способу ведення буває *термічний* або *каталітичний*.

*Пряма перегонка* нафти заснована на різниці температур кипіння окремих вуглеводнів, що входять до нафти і складають її фракції. Перегонка нафти після підігріву її до 320...330 °С здійснюється в ректифікаційних (розділювальних) колонах, де по мірі падіння температури конденсуються і відводяться окремі певні рідкі фракції. Так, до 360 °С відділяються газойль і дизельне паливо, до 315 °С – гас, до 250 °С – лігроїн, до 200 °С – бензини. Важкий продукт перегонки, що залишається в колоні, називається мазутом. При прямій перегонці вуглеводні нафти не зазнають хімічних змін.

*Крекінг-процес* заснований на розщеплюванні молекул важких вуглеводнів, внаслідок чого утворюються продукти інших вуглеводневих груп, у тому числі і легких фракцій, що отримуються при прямій перегонці. Таким чином, при крекінгу поглиблюється переробка нафти і в цілому збільшується вихід потрібних продуктів.

Термічний крекінг-процес ведеться при температурах t = 450...700 °С і тиску до 10 МПа, а каталітичний – в присутності каталізаторів,

що дозволяє значно понизити тиск – до 0,2...0,5 МПа. Початковою сировиною для крекінгу служать газово-соляріві фракції, мазут і нафта після видалення з неї бензинів шляхом прямої перегонки.

Товарні палива і масла отримують шляхом змішування окремих фракцій прямої перегонки і крекінг-процесу в необхідних пропорціях після їхнього очищення від шкідливих домішок до рівня, визначеного відповідним стандартом, і введенням спеціальних присадок, для надання нафтопродуктам заданих властивостей.

Крекінг дає близько 20...30% бензину, 30...45% лігроїну, гасу і гайзолью та 20...25% мазуту.

Розглянемо основні показники фізико-хімічних властивостей рідких палив.

*Щільність* – маса нафтопродукту, яка міститься в одиниці його об'єму, є важливим показником палива, що використовується для перерахунку об'ємних і кількісних витрат палива в масові.

Щільність визначається в лабораторних умовах при 20 °С ареометрами (нафтоденсиметрами), гідростатичними вагами і пікнометрами. При інших температурах проводиться перерахунок щільності за формулою

$$\rho_4^{20} = \rho_4^t + \gamma(t - 20), \quad (12.15)$$

де  $\rho_4^{20}$  – щільність нафтопродукту при температурі 20 °С, віднесена до щільності води при 4 °С, що приймається за 1000 кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_4^t$  – щільність нафтопродукту, виміряна при температурі випробування  $t$  (°С), кг/м<sup>3</sup>;  $\gamma$  – середня температурна поправка, вибрана із спеціальних таблиць.

*В'язкість* – сила опору, що надається рідиною взаємному переміщенню її частинок під впливом сил, що діють на них. Величина в'язкості залежить від хімічної природи сировини, технологічного процесу отримання нафтопродукту, тиску і температури. Вона істотно впливає на розпилювання, фільтрацію і рух по трубах рідких нафтопродуктів. В'язкість нафтопродуктів зменшується з підвищенням температури.

Розрізняють в'язкість динамічну, кінематичну і умовну.

*Динамічною в'язкістю*  $\mu$  називається сила, протидіюча взаємному переміщенню двох суміжних шарів рідини площею 1 м<sup>2</sup>, рухомих з відносною швидкістю 1 м/с. Вимірюється в паскаль-секундах (Па·с).

*Кінематична в'язкість*  $\nu$  – це відношення динамічної в'язкості рідини до її щільності при температурі визначення. Вимірюється в квадратних метрах на секунду (м<sup>2</sup>/с). Вона визначається за допомогою капілярних віскозиметрів.

*Умовною в'язкістю* ВУ називається відношення часу витікання із віскозиметра 200 мл нафтопродукту при температурі випробування до часу витікання такої ж кількості дистильованої води при температурі 20 °С. Вимірюється в градусах умовної в'язкості при температурі визначення °ВУ.

За кордоном у паспортах на паливо в'язкість часто вказується в градусах шкали Енглера (°Е), в секундах Редвуда 1 (сек R1) і в секундах Сейболта-Універсального (сек SU). Градуси умовної шкали і шкали Енглера ідентичні. Переведення інших одиниць в'язкості можна проводити за допомогою спеціальних таблиць або номограм.

*Температурою спалаху*  $t_{cn}$  називають мінімальну температуру палива, що нагрівається в стандартних умовах, при якій його пари утворюють з навколишнім повітрям суміш, що спалахує при піднесенні відкритого полум'я.

*Температурою займання*  $t_{cnз}$  називають мінімальну температуру палива, що нагрівається в стандартних умовах, при якій його пари в суміші з повітрям запалали при піднесенні відкритого полум'я і горять не менше 5 с.

*Температурою самозаймання*  $t_{c,снз}$  називають мінімальну температуру палива, що нагрівається в стандартних умовах, при якій його пари в суміші з повітрям запалали без піднесення відкритого полум'я.

Як впливає з визначень, температура спалаху і займання зв'язані між собою, причому температура займання палива вища за температуру спалаху. Визначення цих температур проводять в одних і тих приладах послідовно: спочатку визначають  $t_{cn}$ , а потім  $t_{cnз}$ . Якщо температури спалаху і займання палива орієнтовно лежать в інтервалі 20...275 °С, їх визначення ведуть у приладі із закритим тиглем, в якому знаходиться випробовуване паливо. Якщо ж ці температури ймовірно вище 70 °С, випробування можна вести у відкритому тиглі. При цьому треба мати на увазі, що  $t_{cn}$  і  $t_{cnз}$ , визначені для одного і того ж нафтопродукту у відкритому тиглі, вище на 20...30 °С, ніж у закритому тиглі.

Нафтопродукти з температурою спалаху нижче 21°С (всі сорти бензину) відносяться до першого розряду вогнебезпечності, з температурою спалаху 21...65 °С (лігроїн, гас) – до другого, з температурою вище 65 °С – до третього розряду.

*Низькотемпературні властивості палива* характеризують температури помутніння, початку кристалізації і застигання.

*Температурою помутніння* називають температуру, при якій паливо в умовах випробування починає втрачати прозорість внаслідок початку виділення кристалів парафіну.

За температуру початку кристалізації приймають найбільшу температуру, при якій у паливі неозброєним оком виявляються кристали.

Вказані температури визначають згідно з нормативами. Температурою застигання називають найбільшу температуру, при якій рівень нафтопродукту в пробірці, нахилений під кутом  $45^\circ$  до горизонту, не змінює свого положення при поверненні пробірки у вертикальне положення. Цей показник є головним при визначенні мінімальної температури навколишнього середовища, за якої можливі транспортування по трубопроводах, злив, зберігання і використання палива без підігріву. Температура застигання визначена нормативами.

Випаровуваність характеризує фракційний склад палива і пружність його пари при  $38^\circ\text{C}$ .

Коксування – властивість рідкого палива утворювати сухий вуглецевий залишок (кокс) при нагріванні його без доступу повітря. По величині коксованості судять про здатність палива створювати нагар у циліндрах двигунів або топках котлів. Утворення нагару призводить до неповного згоряння палива, підвищеного зносу деталей. Для зменшення коксованості в паливо вводять спеціальні присадки антинагару.

Корозійність палива залежить від вмісту в ньому кислот, лугів і сірки. Органічні кислоти в паливі викликають корозію трубопроводів, ємностей, паливної апаратури і всіх деталей, з якими нафтопродукт контактує. Наявність водорозчинних кислот і лугів у паливі ще більш небезпечно, ніж наявність органічних кислот, через їхню сильну руйнівну дію практично на всі метали. У паливах, призначених для використання в двигунах, присутність водорозчинних кислот і лугів неприпустима.

Сірка в нафтопродуктах присутня у вільному стані, а також у вигляді сірчистих з'єднань сірководню, меркаптанів та ін. Особливо корозійно активні після згоряння сірки оксиди ( $\text{SO}_2$  і  $\text{SO}_3$ ), які утворюють при взаємодії з вологою кислоти. Присутність сірки в паливі збільшує нагаровідкладання в циліндрах, канавках поршнів, на деталях випускної системи ДВЗ, причому нагар має підвищену кислотність. Сірчисте паливо змінює також і склад мастила двигунів. Вміст сірки в сірчистих з'єднаннях визначається за спеціальними методиками.

Фракційний склад палива якісно характеризується температурами кипіння, а кількісно – температурами википання 10, 50, 90 і 97...98% палива. Низькі температури википання 90% палива, вла-

стиві високоякісним паливам.

Пружність насиченої пари палива – це тиск, при якому пара знаходиться в термодинамічній рівновазі з рідиною, що випаровується. Чим вище пружність, тим інтенсивніше випаровування і краще пускові властивості палива стосовно двигунів. Разом з тим, висока пружність пари веде до втрат палива при зберіганні, зростає його пожежонебезпечність, вірогідність утворення парових пробок.

Температури спалаху і займання характеризують здатність палива до вступу в реакції горіння і вибуху. Високореакційні палива мають низькі температури спалаху і займання.

Механічні домішки палива (пил, пісок, металеві та інші тверді включення) мають, як правило, абразивний характер і призводять до передчасного зносу паливної апаратури, засмічення отворів форсунок і прецизійних пар. При визначенні домішок розчин нафтопродукту фільтрують і по залишку на висушеному фільтрі судять про кількість домішок.

Вміст води в нафтопродуктах шкідливий через дві причини. По-перше, вода викликає корозію ємностей для зберігання і паливних баків. По-друге, температура замерзання води ( $0^\circ\text{C}$ ) завжди вища за мінімальні температури використання і зберігання нафтопродуктів, що призводить до утворення крижаних пробок у резервуарах, паливних баках машин і паливопроводах. У зв'язку з цим намагаються виключити потрапляння вологи в паливо. У лабораторних умовах вміст води визначають методом перегонки палива і виділення при цьому води в мірну ємність.

Зольність палива викликає прискорений знос деталей кривошипно-шатунного механізму. Зольність визначають шляхом спалювання навіски очищеного від механічних домішок палива на беззольному ґніті і прожаренням коксового залишку.

Найважливішими показниками якості моторних палив є октанове і цетанове числа.

Октанове число карбюраторного палива (бензину і газу) характеризує детонаційну стійкість палива. Для оцінки детонаційної стійкості палива складають суміш з ізооктану ( $\text{C}_8\text{H}_{18}$ ) і нормального гептану ( $\text{C}_7\text{H}_{16}$ ). Ізооктан вважають абсолютно стійким проти детонації (октанове число 100), гептан – абсолютно нестійким (октанове число 0). Різний вміст цих вуглеводнів у суміші дає еталонне паливо з різною схильністю до детонації.

Октанове число випробовуваного палива показує частку ізооктану у відсотках у такому еталонному паливі, яке за своїми детонаційними властивостями рівноцінне випробовуваному.

Октанове число визначають за моторним та дослідним методами на стандартному одноциліндровому двигуні із змінним ступенем стискування, який змінюють у процесі випробування до появи в випробовуваному паливі детонації. Після цього підбирають еталонне паливо, що детонує за тих же умов і склад якого (октанове число) відомий.

*Цетанове число* характеризує займистість дизельного палива і період затримки займання, тобто період часу між вприскуванням палива і його займанням. Чим менше цей період, тим більш плавно згорає паливо. При великому періоді затримки займання в циліндрі накопичується значна частина циклового заряду палива, яке потім згорає швидко, з сильним поштовхом на поршень (жорстка робота двигуна).

Цетанове число випробовуваного палива визначають по рівнозначному еталонному паливі, яке складається з суміші двох вуглеводнів – цетана ( $C_{16}H_{34}$ ), що має легку займистість, і важкозаймистого  $\alpha$ -метилнафталіну ( $C_{10}H_7CH_3$ ).

Цетанове число – це частка цетану у відсотках в еталонному паливі, що має однакову займистість з випробовуваним. Чим вище цетанове число, тим ефективніше згоряння палива, стійкіша і м'якіша робота дизеля. Цетанове число визначають на моторній установці ИТ9-3, основою якої є одноциліндровий чотиритактний двигун із змінним ступенем стиску. Оптимальні значення цетанових чисел для різних палив коливаються в межах 40...55. Окрім перерахованих якостей, палива оцінюють по цілому ряду інших показників, які не мають прямого практичного значення.

Залежно від призначення рідке паливо поділяється на наступні основні групи:

- паливо для двигунів з іскровим запаленням – авіаційні і автомобільні бензини;
- паливо для турбореактивних і турбогвинтових двигунів – авіаційний гас;
- паливо для двигунів із займанням від стиску – дизельне паливо;
- котельне і пічне паливо;
- зріджені нафтові гази.

*Авіаційні та автомобільні бензини* належать до карбюраторних палив.

Авіабензини є сумішшю високооктанових бензинів, етилової рідини і антиокислювача. Марки бензинів (Б-100/130, Б-95/130, Б-91/115 і Б-70) і їхні якості визначені нормативами. Чисельник дробу в марці відповідає октановому числу, а знаменник – сортності бензину.

Детонаційні властивості авіабензинів оцінюють, крім октанового числа, сортністю. Сортність бензину показує у відсотках потужність, яку можна розвинути на багатій суміші палива з повітрям до настання початку детонації в порівнянні з потужністю, розвинутою тим же двигуном на чистому ізооктані.

Автомобільні бензини випускаються п'яти сортів: А-80, АИ-93 (АИ-92), АИ-95, АИ-98. Тут цифра означає октанове число: чим воно вище, тим більшими антидетонаційними властивостями володіє паливо. Бензини А-72 і А-76 застосовують для автомобільних двигунів із ступенем стискування вище 6,5 (вантажні автомобілі і окремі типи легкових автомобілів). Бензин марки АИ-93 використовують у двигунах легкових і вантажних автомобілів із ступенем стискування до 9. Високооктанові бензини АИ-95 і АИ-98 застосовуються для автомобілів вищого класу і перспективних зразків двигунів.

*Лігроїни і гас* – це суміші фракцій прямої перегонки нафти з відповідними продуктами термічного крекінгу. Вони використовувались як палива для карбюраторних тракторів. Лігроїн має октанове число не менше 54; гас моторний виробляється двох сортів; тракторний – з октановим числом не менше 40 і високооктановий – з октановим числом не менше 45. Гас світильний на транспорті використовується як технологічне паливо для різання металів і миття деталей.

*Карбюраторні палива* повинні володіти низькими температурами застигання і помутніння (високою хімічною стабільністю і мінімальною схильністю до смолоутворення), не повинні містити водорозчинних кислот і лугів, води і механічних домішок. В автомобільні бензини допускається додавання присадок, які поліпшують їхні антидетонаційні властивості (антидетонатори). Як антидетонатори застосовують тетраетил свинець ( $Pb(C_2H_5)_4$ ), що підвищує октанове число палива. Бензини з такою присадкою називаються *етильованими*. Негативна властивість цих бензинів – висока токсичність, тому поводитися з ними слід надзвичайно обережно, не допускаючи їхнього потрапляння на шкіру і всередину організму. Відмітним є колір цих бензинів – жовтий, оранжевий або зелений.

*Паливо для транспортних дизельних двигунів* повинно мати наступні властивості:

- високу теплоту згоряння і хорошу займистість для зручності пуску двигуна в будь-яку пору року, забезпечення його м'якої і економічної роботи;
- оптимальну в'язкість, що забезпечує хорошу якість розпилювання палива;

– не містити механічних домішок, води, розчинних кислот, лугів, великої кількості сірки;

– не утворювати нагару, смолянистих і лакових відкладень на деталях паливної апаратури і циліндро-поршневої групи двигунів.

У даний час використовуються такі сорти нафтових палив:

– дистилатне малов'язке для високооборотних дизелів з частотою обертання вала  $16,7 \text{ с}^{-1}$  і вище;

– дистилатне середньої в'язкості для стаціонарних з частотою обертання вала  $8,4 \dots 16,7 \text{ с}^{-1}$ ;

– моторне паливо марок ДТ і ДМ, яке при використанні вимагає підігріву до  $70 \text{ }^\circ\text{C}$  перед форсуною.

Дизельні палива для транспортних засобів належать до першої групи.

Виробляються дизельні палива таких сортів:

– Л (літнє), використовується при температурах навколишнього середовища  $t_n > 0 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– З (зимове), що рекомендується для дизелів при  $t_n > -20 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– ЗС (зимове північне), для використання при  $t_n > -50 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Всі зимові сорти палив мають підвищений вміст вуглеводнів легких фракцій, що полегшує пуск двигуна при низьких температурах.

За вмістом сірки дизельні палива діляться на малосірчисті ( $S^p < 0,2\%$ ) і сірчисті ( $S^p < 0,5\%$ ), на що вказує відповідне число поряд з маркою палива, наприклад ЗС05.

*Котельні і пічні палива* є рідкими видами палив. До них належать мазути наступних груп:

– топкові марки 40 і 100, для мартенівських печей (МП);

– пічне побутове паливо.

Топковий мазут складається в основному з важких залишків крекінг-процесу і прямої перегонки нафти. Мазут марки 40 використовують у котлах і промислових печах. Мазут марки 100 призначений головним чином для електростанцій.

Числа в марці мазуту означають в'язкість мазуту в градусах умовної в'язкості ( $^\circ\text{ВУ}$ ) при  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Мазути мають високі температури застигання:  $-5 \dots -8 \text{ }^\circ\text{C}$ ; топкові до  $+25 \text{ }^\circ\text{C}$ . Тому мазут топковий і для печей необхідно підігрівати перед перекачуванням в ємності або при подачі до форсунок.

Так, *мазут* 100 при спалюванні в топках стаціонарних котлів повинен мати в'язкість близько  $10^\circ \text{ ВУ}$ , для чого його необхідно підігрівати перед форсуною до  $90 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Зростаючий дефіцит нафтових палив і зміна структури їхнього споживання спричиняють необхідність використання альтернатив-

них палив. Далі приведений опис деяких з них.

*Зрідженими нафтовими газами* є суміші вуглеводнів, які за атмосферних умов є газами, але при підвищенні тиску і зниженні температури переходять у рідкий стан. Вони є продуктами переробки нафти і містять у своїй основі пропан і бутан, а також їх похідні – пропилен і бутилен.

Зріджені гази широко застосовуються для побутових потреб і як паливо для автомобілів, оскільки при згорянні мінімально забруднюють навколишнє середовище. Зберігання зріджених газів здійснюється в балонах, автомобільних та залізничних цистернах під тиском  $1,2 \dots 1,6 \text{ МПа}$  із заповненням ємностей до  $90\%$ .

*Кисневмісні з'єднання* включають: нижчі і вищі спирти – метанол, етанол, пропанол та ін.; ефіри – метил-трет-бутиловий ефір (МТБЕ), диметилефір (ДМЕ) та ін. До теперішнього часу найбільше застосування знайшли нижчі спирти, зокрема метанол, який можна виробляти з вугілля, сланців, деревини, біомаси та ін. Спирти мають високі октанові числа і їх доцільно застосовувати в ДВЗ з іскровим запаленням. Проте вони мають цілий ряд недоліків, таких як низька теплота згорання, корозійність, висока теплота випаровування, гігроскопічність, токсичність, яких можна уникнути, використовуючи їхні похідні – ефіри. Найбільше застосування як компонент автомобільних бензинів знаходить МТБЕ, і як перспективне дизельне паливо диметилефір (ДМЕ) з високим цетановим числом, який практично не утворює при згорянні сажі.

*Гідропалива* або *водопаливні емульсії* (ВПЕ) можуть застосовуватися як пальне в енергетичних установках, що є одним з реальних шляхів підвищення енергозбереження і екологічної безпеки енергетики. Під гідропаливом розуміється новий вид палива, одним з компонентів якого є диспергована вода.

Розрізняють наступні види гідропалив:

– водомазутні емульсії (ВМЕ);

– водовугільні суспензії (ВВС);

– водогазові аерозолі (ВГА);

– комбіновані гідропалива (КГ).

Особливість гідропалива в порівнянні з чистими видами пального полягає в тому, що вода бере активну участь у всіх газодинамічних, дифузійно-теплових, хіміко-кінетичних і інших процесах, що відбуваються в зоні горіння.

При потраплянні емульгованого палива в топку (тиск розширеної водяної пари всередині частинки перевищує вже ослаблені внаслідок нагріву сили поверхневого натягу плівки) відбувається руйнування

краплі (мікробибух). Чим більше різниця між температурами середовища, палива і води, тим інтенсивніше прогрівається і розривається крапля емульсії. Як наслідок розриву на дрібніші краплі, поверхня випаровування і швидкість перетворення паливної емульсії в пароподібний стан різко зростають. Значно посилюється перемішування пари палива з киснем повітря, що прискорює процес горіння і дозволяє зменшити коефіцієнт надлишку повітря до мінімальної величини. На стадії догорання залишків сажі позначається каталітичний позитивний вплив водяної пари і вільних радикалів.

Горіння емульсії протікає бурхливіше і швидше, ніж горіння безводних палив.

Час підігріву емульгованого палива менший, ніж неемульгованого.

Результати дослідження спалювання емульсій довели, що емульговані рідкі палива згорають швидше, ніж звичайні. Водопаливні емульсії дозволяють істотно понизити вміст сажі і оксидів азоту у відпрацьованих газах і підвищити ефективність використання об'єднаних дизельних палив. Водопаливні емульсії можна розділити на два типи: «вода в паливі» і «паливо у воді». На практиці використовують емульсії типу «вода в паливі», коли вода, що є внутрішньою фазою, складає 10...40% за об'ємом. Краплі води в таких емульсіях є правильними сферами розміром 2–5 мкм.

Особливостями згорання ВПЕ є зниження температури полум'я і підвищення повноти згорання, в основі чого лежить покращення сумішоутворення палива з повітрям при виникненні «мікробибухів» крапель води. Недоліками ВПЕ є неможливість їхнього використання при низьких температурах, схильність до розшарування і низьких значень температури точки роси продуктів згорання, що призводить до збільшення швидкості низькотемпературної корозії при спалюванні сірчистих палив.

*Синтетичні рідкі палива* (СРП) застосовують як в чистому вигляді, так і як добавки до вуглеводневих палив.

Найбільш дешевим джерелом їхнього отримання є кам'яне вугілля і горючі сланці. До цих видів палив належать синтетичні бензини і дизельні палива, метанол та ін. Ці палива близькі за своїми характеристиками до моторних нафтових палив. Проте вони відрізняються декілька меншим (по відношенню до дизельного) вмістом водню (9...12%), великим вмістом сірки і сполук азоту, підвищеною температурою застигання, меншою теплою згорання. Серйозною проблемою при використанні синтетичних рідких палив є їхня не сумісність з деякими нафтопаливами.

*Газові конденсати* характеризуються порівняно малими запасами і сировинною цінністю, що обмежує їхнє широке використання. Легкі конденсати північних районів європейської частини країни і важкі Західного Сибіру за показниками якості близькі до моторних палив, мають високі експлуатаційні якості. Часто потрібне лише незначне поліпшення тих або інших властивостей. Газові конденсати можуть застосовуватися обмежено як в чистому вигляді, так і в сумішах з нафтовими паливами поблизу місць добування.

*Газоподібні палива.* Горючі гази є зручним паливом як для стаціонарних, так і транспортних теплових установок і двигунів. До переваг газів як палива слід віднести високу теплоту згорання більшості з них, відсутність золи при спалюванні, економічніший, ніж при твердому і рідкому паливі процес горіння, зручність його регулювання і можливість повної автоматизації, можливість транспортування газів по трубопроводах на великі відстані та ін. Недоліки газів (токсичність, вибухонебезпека та ін.) при правильній експлуатації трубопроводів і газовикористовуючих установок покриваються їхніми перевагами.

Найпоширенішим енергетичним і технологічним газоподібним паливом є *природний газ*. Малий вміст конденсатів в очищеному природному газі дозволяє передавати його на дуже великі відстані. На місці добування від газу відокремлюють конденсат, що є високоякісним моторним паливом, механічні домішки і вологу. Під час руху газу по трубопроводах його тиск поступово знижується. Тому через певні відстані встановлюються газоперекачуючі станції, що підвищують тиск газу.

Великою перевагою газу є те, що він не вимагає підготування до спалювання – достатньо лише знизити його тиск.

Міські і промислові системи газопостачання під'єднують до магістральних газопроводів через газорозподільні станції.

Споживачі газу приєднуються до мереж через газорегуляторні пункти і газорегуляторні установки, які послідовно знижують тиск газу до значень, обумовлених вимогами споживача. Так, для побутових споживачів надмірний тиск газу в мережі має бути в межах 1...5 КПа. У котельних комунальних підприємств і в цехах підприємств допускається застосування газу з надмірним тиском до 0,3...0,6 МПа.

Газ є найбільш «чистим» паливом: продукти його згорання практично не забруднюють навколишнє середовище. Останнім часом проведено успішні спроби переведення на стислий природний газ автомобілів міського транспорту. Ведеться дослідницька робота по застосуванню стислого природного газу як палива для тепловозів.

## 12.3. Основи горіння палива

Серйозною проблемою при використанні газу в транспортних енергетичних установках є їхнє зберігання – воно можливе в двох видах: стиснутому до високого тиску (20 МПа) для зберігання в балонах або зрідженому, що вимагає спеціального криогенного обладнання.

*Водень* володіє найвищою теплотою згорання, необмеженими ресурсами, що дозволяє відводити йому роль основи транспортної енергетики майбутнього. Водень є ідеальним паливом в цьому сенсі, оскільки його добувають з води і, згораючи, він утворює воду. Він добре змішується з повітрям і легко займається. Проведені випробування показали принципову можливість його використання як в карбюраторних двигунах, так і в дизелях. Проте існує ряд проблем, що виникають при застосуванні водню як моторного палива, пов'язаних з його отриманням, зберіганням і використанням, особливо в умовах транспортних енергетичних установок.

*Ядерне паливо.* Даний вид палива служить для отримання енергії в ядерному реакторі. Ця енергія використовується на атомних електростанціях (АЕС), де вона перетворюється на теплову енергію водяної пари або гарячої води, що служать основним робочим тілом.

Теплова цінність ядерного палива приблизно в 2,5 млн. разів вища, ніж органічного.

Природним матеріалом, що ділиться, є ізопоп урану з атомною вагою 235 ( $U-235$ ). Однак у природному урані його міститься лише 0,7% по масі. Тому як паливо в ядерних реакторах використовують поширений у природі  $U-238$ , збагачений  $U-235$ .

Технологія отримання і використання ядерного палива припускає замкнутий цикл. Після добування руди, розділення ізопопів і збагачення урану-238 ураном-235 виготовляються тепловиділяючі елементи і збірки з них. Збірки транспортуються до місць їхнього використання, встановлюються в реакторах і після вигорання палива знов повертаються на завод для переробки. В даний час використовуються реактори двох типів: на повільних і на швидких нейтронах. Недоліком реакторів на повільних нейтронах є неповне вигорання палива.

У реакторах на швидких нейтронах  $U-238$  і  $Th-232$  у результаті нейтронного бомбардування перетворюються на штучне ядерне пальне (плутоній-239, уран-233) при одночасному виділенні теплової енергії, використаної в циклі ядерної енергетичної установки. Таким чином, реактори на швидких нейтронах відтворюють ядерне пальне, збільшуючи використання існуючих запасів урану.

**Горіння палива як фізико-хімічний процес.** Горіння палива – це хімічний процес швидкого з'єднання (окислення) горючих елементів палива з киснем повітря, що протікає при високих температурах і супроводжується інтенсивним тепловиділенням. Система, що складається з окислювача і палива, проходить складний шлях хімічних перетворень з утворенням проміжних продуктів, причому реакції можуть бути екзотермічними і ендотермічними.

Окислювачем у більшості випадків є кисень повітря: можуть використовуватися і штучні окислювачі, наприклад кислоти. Повна внутрішня енергія  $U_{повн}$  речовин, що вступають в реакцію, дорівнює сумі їхньої внутрішньої теплової енергії  $U$  і внутрішньої хімічної енергії  $U_x$ , кДж/кг,

$$U_{повн} = U + U_x. \quad (12.16)$$

Внутрішня хімічна енергія речовини – це енергія її внутрішніх молекулярних зв'язків, які в умовах реакції з іншими речовинами руйнуються, а замість них встановлюються нові, що призводять до утворення продуктів реакції і виділення теплоти.

*Горіння може бути* гомогенним і гетерогенним.

При *гомогенному горінні* паливо і окислювач знаходяться в однаковому (найчастіше газоподібному) агрегатному стані. Якщо суміш заздалегідь підготовлена і хімічно однорідна, то процес горіння є найбільш простим і вивченим видом горіння. Швидкість гомогенного горіння визначається швидкістю хімічних реакцій окислення.

Неоднорідною система є тоді, коли паливо і окислювач подаються в зону займання і горіння роздільно. При гомогенному горінні неоднорідної паливно-повітряної суміші форма полум'я і швидкість залежать від швидкості дифузійного змішування палива з повітрям.

*Гетерогенним горінням* називається такий процес, в якому горюча речовина і окислювач знаходяться в різних агрегатних станах, наприклад, окислювач – в газоподібному, а пальне – в рідкому або твердому. Подача повітря і палива забезпечується роздільно, і процес гетерогенного горіння характеризується одночасним розвитком процесів утворення паливно-повітряної суміші і її горіння.

Горіння рідкого палива відбувається в пароподібному стані, тобто горить не сама крапля, що знаходиться в рідкій фазі, а її пари, змішані з киснем повітря і підігріті до температури займання.

Таким чином, горінням краплі є комплекс фізичних процесів підігріву краплі, її випаровування, змішування пари палива з окислювачем, підігріву паливно-повітряної суміші і хімічних реакцій.

Кожна частинка палива послідовно бере участь у цих процесах; стосовно всієї краплі і факела в цілому ці процеси протікають одночасно.

Повний час згоряння палива  $\tau$  залежатиме від тривалості протікання фізичних процесів  $\tau_{\phi}$  і хімічних реакцій  $\tau_x$ .

Якщо  $\tau_{\phi} \gg \tau_x$  ( $\tau \approx \tau_{\phi}$ ), горіння протікає в дифузійній області. В цьому випадку повний час згоряння практично дорівнює часу, що витрачається на сумішоутворення, в якому процеси дифузії відіграють визначальну роль. Спалювання мазуту і дизельного палива в топках котлів служить прикладом дифузійного горіння.

Якщо  $\tau_x \gg \tau_{\phi}$  ( $\tau \approx \tau_x$ ), горіння протікає в кінетичній області, і повний час згоряння визначається швидкістю хімічних реакцій, тобто кінетикою процесу.

Швидкість хімічних реакцій окислення прямо пропорційна тиску паливоповітряної суміші в ступені, визначеному порядком реакції. Зміна швидкості реакції залежно від температури відбувається по експоненціальному закону. Наприклад, практично при тих температурах, які мають місце в топках котлів (не нижче 1000 °C), реакції окислення протікають миттєво і значення  $\tau_x$  суттєво менше порівняно з  $\tau_{\phi}$ . Так, за даними деяких дослідників, воно складає 1...5% по відношенню до загального часу згоряння краплі ( $\tau = 1 \cdot 10^{-4} \dots 0,2$  с), залежного від сорту палива і діаметра краплі.

Таким чином, тривалість згоряння окремих крапель, а отже, і інтенсивність протікання в цілому всіх топкових процесів визначаються фізичними процесами сумішоутворення, при поліпшенні яких спалювання палива проходитиме швидше і ефективніше.

Розрізняють повне і неповне згоряння. Згоряння називається повним, якщо горючі елементи палива окислюються повністю. Горючими елементами палива є вуглець, водень і сірка. При повному згорянні утворюються вуглекислий газ  $\text{CO}_2$ , водяні пари  $\text{H}_2\text{O}$  і сірчистий газ  $\text{SO}_2$ . У продуктах повного згоряння присутні також азот (атмосферний і азот палива) і надлишковий кисень. Це пояснюється тим, що через недосконалість процесу перемішування палива з повітрям у топку подається надлишкове повітря, внаслідок чого не весь кисень витрачається на горіння.

При *неповному* згорянні палива в продуктах згоряння разом з перерахованими з'єднаннями знаходяться окис вуглецю  $\text{CO}$ , водень  $\text{H}_2$ , метан  $\text{CH}_4$  та інші вуглеводні. При спалюванні рідких палив ці продукти неповного згоряння, окрім  $\text{CO}$ , містяться в дуже незначних кількостях, і їх не враховують. Тому за показник неповного згоряння палива приймають вміст у газах тільки  $\text{CO}$ .

Розрахунки хімічних реакцій горіння – визначення кількості не-

обхідного для горіння повітря, складу і кількості продуктів згоряння, що утворюються – є першим етапом теплового розрахунку двигуна.

Різниця між повними внутрішніми енергіями вихідних речовин і продуктів реакції називається *тепловим ефектом реакції*. Таким чином, спад внутрішньої хімічної енергії реагуючих речовин визначає появу зовнішньої теплоти і роботи. Ця спрямованість реагування характерна для всіх процесів горіння палив.

Експериментально було встановлено, що в більшості випадків протікання реакції горіння не визначається молекулярним характером і описаними залежностями від температури і тиску.

Вивчення механізму таких реакцій показало, що ці реакції протікають не безпосередньо між молекулами початкових реагуючих речовин, а через послідовні проміжні стадії, зачинщиками яких є активні проміжні продукти – вільні атоми і радикали або нестійкі молекули, які легко руйнуються з утворенням атомів і радикалів – активних центрів. Останні і вступають у взаємодію з початковими речовинами і утворюють кінцеві продукти. Одночасно з утворенням кінцевих продуктів кожна стадія народжує новий активний центр, що є продовженням реакції. Такі реакції називаються ланцюговими.

Зародження первинного активного центру походить з початкових речовин при зіткненні їхніх активних молекул або під впливом зовнішніх чинників (світло, місцевий нагрів, іонізуюче випромінювання та ін.). Ланцюгові реакції, що йдуть шляхом послідовних стадій з утворенням проміжних активних продуктів, здійснюються легше, ніж при безпосередній молекулярній взаємодії.

Розрізняють розгалужені і нерозгалужені ланцюгові реакції.

*Нерозгалуженими* називаються ланцюгові реакції, в яких молекула активного продукту при реакції з початковою речовиною дає кінцевий продукт і один активний центр, що продовжує реакцію.

*Розгалуженими* називаються ланцюгові реакції, в яких при взаємодії активного продукту з початковою молекулою разом з продуктом реакції з'являються дві молекули активнішого продукту. Ця обставина призводить до самоприскорення реакції в часі. По розгалужених ланцюгових реакціях відбувається горіння водню, окислу вуглецю, метану та інших вуглеводневих палив.

*Самозаймання і запалення.* При низьких температурах паливно-повітряної суміші швидкість хімічної реакції між ними мала і не призводить до підвищення температури суміші, оскільки швидкість відведення теплоти в навколишнє середовище перевищує швидкість тепловиділення в результаті реакції.

Підвищення температури паливно-повітряної суміші шляхом



збільшення температури навколишнього середовища або стінок камери реагування збільшує швидкість реакції і швидкість надмірного тепловиділення.

При певній температурі навколишнього середовища  $t_{н.с}$  температура реагуючої суміші і швидкість її реакції досягають значень, при яких швидкість тепловиділення перевищує швидкість відведення теплоти. Надмірна теплота реакції йде на самопідігрів суміші до температури  $t_c$ , при якій відбувається бурхливе її реагування з появою полум'я.

Цей процес швидкого наростання швидкості реакції, який у замкнутому об'ємі може мати вибуховий характер, називається *самозайманням*.

Таким чином, під samozайманням горючих сумішей розуміють такий процес займання, при якому реагуюча суміш нагрівається до певної температури  $t_c$ , самопідігрівається і потім займається у всьому об'ємі без участі зовнішнього джерела запалення.

Температуру паливно-повітряної суміші  $t_c$ , вище за яку можливе самоприскорення реакції, називають *температурою samozаймання*. Мінімальна температура середовища або стінок камери реагування  $t_{н.с}$ , починаючи з якої в реагуючій суміші відповідного складу настає samozаймання, називають *температурою займання*.

Таким чином,  $t_c$  вище  $t_{н.с}$ . Їх різниця складає в середньому 40...80 °C і є самопідігрівом суміші. В період самопідігрівання в системі відбувається накопичення теплоти і активних центрів, що призводить до вибухового розвитку реакцій при досягненні температури  $t_c$ . Час передвибухового самопідігрівання системи називається *періодом індукції*, або затримкою займання.

Температура samozаймання  $t_c$  не є фізичною константою, оскільки залежить від складу палива, умов розвитку реакції, об'єму реагуючої системи і низки інших чинників. Всі вони впливають і на період індукції. Його тривалість характеризує займистість палив.

Самозаймання характерне для всіх видів палива, включаючи тверде. Температура samozаймання твердих палив залежить від вмісту летючих і їх характеристики займання. Найменша температура samozаймання у молодих палив: деревини, торфу, сланців і бурого вугілля ( $t_c = 225...250$  °C); найвища – у старих палив (наприклад, у антрацитів  $t_c = 500$  °C). Ця характеристика твердого палива має надзвичайно важливе практичне значення для попередження samozаймання твердих палив при їхньому зберіганні. Самозаймання виникає при окисленні горючих складових палив, через адсорбцію кисню повітря поверхнею палива, при цьому чим дрібніше паливо,

тим більше його поверхня і тим сильніше адсорбція.

Теплота, що виділяється при окисленні, призводить до самопідігрівання палива, яке прискорює процес окислення і подальше зростання температури в штабелі. В результаті температура палива може досягти температури samozаймання, що призводить до виникнення пожеж і вибухів штабелів. Для попередження цього застосовуються спеціальні заходи.

*Запалення* (вимушене займання) палива відрізняється від samozаймання тим, що реакція горіння виникає від нагріву (збудження) реагуючої системи в одному місці від зовнішнього високотемпературного джерела, і фронт полум'я, що утворився, розповсюджується на всю систему. Джерелами запалення можуть бути розжарені тіла (калільне запалення), полум'я і електрична іскра.

Джерело запалення повинне мати температуру  $t_{джер}$ , що перевищує температуру займання палива, а також достатню потужність, яка встановлюється аналітичним і дослідним шляхами.

Запалення розжареними тілами широко застосовується при спалюванні газів у топках котлів і печей. На шляху факела низькорекційних газів (коксівного, доменного та ін.) встановлюються гірки і решітки з вогнетривких матеріалів, які при нагріві служать джерелом запалювання свіжої газової суміші.

Електроіскрове запалення широко застосовується в карбюраторних ДВЗ. Воно вважається більш інтенсивним, ніж теплове запалення, оскільки з виділенням теплоти від електричного розряду навколо електродів запальної свічки відбувається іонізація паливно-повітряної суміші, що призводить до появи активних центрів, що прискорюють запалення.

За своєю природою явища samozаймання і запалення не відрізняються одне від одного. Обидва вони разом з температурами займання і samozаймання характеризуються концентраційними межами запалення.

Межі визначають нижню – гранично бідну, і верхню – гранично багату, об'ємні концентрації горючих газів у суміші, при яких можливе поширення полум'я по всьому об'єму суміші при виникненні займання. Нижня і верхня концентраційні межі виражаються у відсотковому (за об'ємом) вмісті газоподібного палива в його суміші з повітрям або киснем. Концентраційні межі істотно залежать від тиску і температури суміші, вмісту в паливі активних і баластних домішок та ін.

Для оцінки займання парів рідин і твердих речовин у суміші з повітрям замість концентраційних меж застосовують температурні межі запалення, що більш відповідають практичним цілям.

Температурними межами (верхньою і нижньою) називають дві такі температури палива, при яких їхні насичені пари утворюють з повітрям концентрації, відповідні нижній або верхній концентраційним межах. Природно, що нижній межі відповідає менша, а верхній – більша температура палива. Температурні межі запалення палива надзвичайно важливі для визначення температурних умов зберігання палива, застосування його в технологічних цілях, розрахунку вентиляції приміщень та ін.

*Горіння газоподібних палив.* Горіння газів є типовим прикладом розгалуженої ланцюгової реакції. Займання газоповітряної суміші – це початкова фаза зародження полум'я.

При спалюванні газової суміші, заздалегідь доведеної до температури займання, суміш горить у всьому об'ємі одночасно.

При займанні від стороннього джерела нерухомої холодної газової суміші в початковий момент спалахує і згорає невелика кількість газу (в місці займання).

За рахунок теплоти, що виділилася, прогрівається і займається сусідній шар суміші, який забезпечує запалення нового шару. Горіння при цьому відбувається в тонкому шарі (0,01...0,0001 см), так званому фронті полум'я, який у кожний момент часу відокремлює ще незгорілу суміш від продуктів згорання. Фронт полум'я переміщується, поки не згорить вся суміш. Процес спалювання запаленої нерухомої газоповітряної суміші відбувається, таким чином, при фронті полум'я, що переміщується. Якщо почати переміщати газову суміш назустріч фронту полум'я із швидкістю його розповсюдження, то фронт полум'я виявиться нерухомим. Таке положення має місце в звичайному газовому пальнику. При займанні газоповітряної суміші 4, що виходить з постійною швидкістю з трубки у гирла пальника 3 утворюється стаціонарне полум'я 2, що має вигляд конуса (рис. 12.1).

Така форма полум'я пов'язана з різною швидкістю виходу газової суміші з гирла пальника. Стійка поверхня конуса горіння, що утворюється, є геометричним місцем точок, в яких нормальна складова  $W_n$  швидкості потоку  $W$  дорівнює нормальній швидкості розповсюдження полум'я  $U_n$ , тобто

$$U_n = W \cos \varphi, \quad (12.17)$$

де  $\varphi$  – кут між вектором швидкості  $W$  і нормаллю до поверхні конуса.

Під нормальною швидкістю розповсюдження полум'я розуміють лінійну швидкість переміщення елемента фронту полум'я щодо незгорілої суміші по напрямку нормалі до поверхні фронту в даному місці.

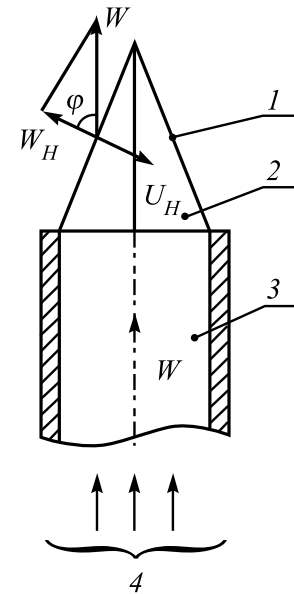


Рис. 12.1. Схема нормального розповсюдження полум'я в ламінарному потоці:  
1 – фронт полум'я; 2 – полум'я;  
3 – пальник;  
4 – газоповітряна суміш

Швидкість розповсюдження полум'я є важливим параметром, необхідним для визначення швидкості подачі палива в топку. В залежності від характеру руху газоповітряної суміші розрізняють ламінарне і турбулентне горіння. Розглянуте нами спалювання газу в пальникові відбувається в ламінарному потоці (при  $Re < 2000$ ). При цьому передача теплоти від фронту полум'я до незгорілої суміші здійснюється тільки шляхом теплопровідності.

Через малу теплопровідність газів швидкість  $U_n$  для більшості газоподібних палив невелика і складає, наприклад, для метану 0,28 м/с, окисли вуглецю – 0,3 м/с, ацетилену – 1 м/с, водню – 1,6 м/с.

Значення  $U_n$  суттєво залежить від складу суміші, концентрації палива в ній, а також температури суміші. Так, за експериментальними даними для вуглеводно-повітряних сумішей  $U_n$  пропорційно  $t_{CM}^{1,8}$  ( $t_{CM}$  – температура суміші перед фронтом займання).

Розповсюдження полум'я в газоповітряній суміші можливо тільки в певних концентраційних межах. Поза цими співвідношеннями палива і окислювача суміш не горить. Якщо в такій суміші за допомогою побудованого джерела все ж таки запалити деяку кількість палива, то полум'я на весь об'єм не пошириться.

Концентраційні межі поширення полум'я збігаються з концентраційними межами запалення. Для кожного палива існує певна концентрація його в суміші з окислювачем, при якій  $U_n$  має максимальне

значення. Найменші значення  $U_H$  будуть при верхній і нижній концентраційних межах розповсюдження полум'я. Наявність концентраційних меж пов'язана з тим, що при значному надлишку повітря (бідні суміші) або малій кількості його (багаті суміші), кількості теплоти, що виділяється в місці займання, недостатньо, щоб здійснити запалення сусідніх шарів суміші. У обох випадках витрата теплоти на прогрівання компонентів суміші (з надмірною кількістю одного з них) перевищує тепловиділення, що призводить до зменшення температури в фронті горіння нижче температури займання.

Застосування пальників з ламінарним потоком через малі швидкості розповсюдження полум'я не може забезпечити спалювання необхідних кількостей газоподібного палива в промислових установках. Тому зазвичай здійснюють спалювання цих палив у турбулентних потоках.

Турбулізація газу і повітря різко збільшує швидкість розповсюдження полум'я, оскільки в турбулентних потоках перенесення теплоти від фронту полум'я до незгорілої суміші здійснюється не тільки теплопровідністю, але і шляхом перемішування об'ємів, що горять, зі свіжою сумішшю, що сильно збільшує поверхню фронту полум'я, і горіння відбувається в об'ємі суміші. Швидкість турбулентного розповсюдження полум'я  $U_T$  зазвичай підраховують залежно від  $U_H$ , м/с. Для орієнтовних розрахунків можна прийняти

$$U_T = AWU_H^{0,3}, \quad (12.18)$$

де  $A$  – коефіцієнт, що враховує характеристики палива;  $W$  – середня швидкість потоку, м/с.

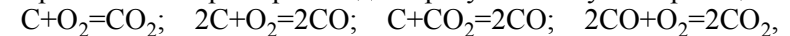
**Детонаційне горіння** (детонація) може виникнути в особливих умовах горіння. В нормальних умовах фронт полум'я розповсюджується від джерела запалення в свіжі об'єми суміші. Проте при спалюванні палив з низькими температурами займання в обмеженому об'ємі за високого тиску, наприклад пари легких палив в карбюраторних двигунах, виникає детонація.

Суть детонації полягає в тому, що у фронті полум'я, що виникло біля запальної свічки, розвивається високий тиск продуктів згоряння, внаслідок чого, хвиля тиску рухається в свіжі об'єми суміші, обганяючи фронт полум'я із швидкістю 1000...4000 м/с. Вона викликає додаткове стискування суміші і її нагрів. Якщо температура свіжої суміші досягне значення температури займання, то в різних місцях об'єму суміші виникнуть неорганізовані вогнища полум'я, віддалені від основного фронту. Це призводить до вибухового збільшення тиску в циліндрі, яке не компенсується збільшенням об'єму циліндра при русі поршня вниз.

Зовнішніми ознаками детонації є стукіт у двигуні і димлення. Детонація – шкідливе явище, оскільки призводить до не розрахованих навантажень на вузли і деталі двигуна і передчасного їхнього руйнування.

**Горіння твердого палива.** Горіння частинки твердого палива складається; з ряду послідовних стадій: прогрів палива і випаровування вологи; вихід летючих і утворення коксу при  $t > 100$  °С в результаті розкладання складних вуглеводневих молекул, згоряння коксового залишку.

Вміст летючих сильно впливає на загальний час згоряння частинки. Температура займання летючих значно нижче за температуру займання коксу. Тому вони займаються раніше коксу і чим їх більше, тим сильніше вони прогривають кокс, готуючи його до займання. Згоряння коксового залишку – найбільш повільна стадія горіння частинки. Горіння коксу відбувається на його поверхні і тому є дифузійним, оскільки час горіння визначається швидкістю дифузії кисню до поверхні коксу через середовище продуктів згоряння. Кінцевим продуктом повного згоряння вуглецю палива є двоокис вуглецю  $CO_2$ , утворення якого при горінні йде за рахунок наступних реакцій:



причому перша і друга реакції називаються первинними, а третя і четверта – вторинними. Інтенсивність цих реакцій, їхня послідовність і повнота згоряння  $CO$  в  $CO_2$  залежать від швидкості обдування частинок коксу потоком повітря і температурного рівня процесу.

Отже, спалювання твердих палив повинно здійснюватися при достатній кількості повітря і в зоні високих температур, які забезпечують високу повноту вигорання коксу і  $CO$ .

**Горіння рідкого палива.** Оскільки температура кипіння рідких палив нижча за температуру їхнього займання, то поперед займанням діє випаровування. Тому горіння всіх рідких палив відбувається в парогазовій стадії; паливно-повітряна суміш утворюється шляхом дифузії кисню до парів палива. Отже, швидкість згоряння елементарної дози палива залежить від швидкості випаровування палива і швидкості дифузії окислювача до нього.

Розглянемо схему горіння краплі рідкого палива (рис. 12.2). Рідка фаза 1 оточена оболонкою з пари палива 2, на зовнішній межі якої утворюється паливно-повітряна суміш за рахунок дифузії кисню 6 через область 4 продуктів згоряння 5 і виникає фронт полум'я 3. Займанню передують прогрівання краплі до температури випаровування, інтенсивність якого залежить від температури оточуючого краплю середовища.

Швидкість хімічної реакції окислення у фронті полум'я дуже висока, тоді як дифузія кисню ускладнена, оскільки область 4 забаластована продуктами згорання. В цьому випадку горіння краплі слід віднести до дифузійного. Час вигорання краплі визначається швидкістю витрат рідкої фази:

$$\tau = \frac{\rho [(T_k - T_0)C_{ж} + r_{ж}] R_0^2}{2\lambda (T_c - T_k)} \quad (12.19)$$

де  $\rho$  – щільність рідкого палива, кг/м<sup>3</sup>;  $T_k$  і  $T_0$  – відповідно температура кипіння і початкова температура рідкого палива, К;  $C_{ж}$  – теплоємність палива, кДж/(кг·К);  $R_0$  – початковий радіус краплі, м;  $r_{ж}$  – теплота паротворення палива, кДж/кг;  $\lambda_c$  – коефіцієнт теплопровідності газового середовища, Вт/(м·К);  $T_c$  – температура навколишнього середовища, К.

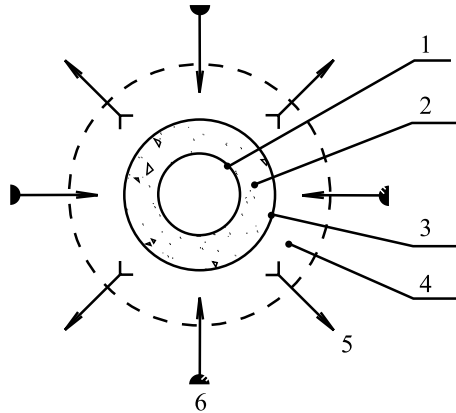


Рис. 12.2. Схема горіння рідкого палива

Формула (12.19) вказує шляхи інтенсифікації процесу згорання рідкого палива. Очевидно, що час горіння буде тим менше, чим вище будуть температура навколишнього середовища і початкова температура палива. Проте найбільшою мірою час згорання залежить від початкового радіуса краплі, оскільки  $\tau$  пропорційно  $R_0^2$ . У зв'язку з цим у двигунах внутрішнього згорання, котлах, газових турбінах намагаються забезпечити якомога тонше розпилювання палива при подачі в камеру згорання. Тонке розпилювання досягається застосуванням спеціальних пристроїв – форсунок, що працюють за принципом механічного розпилювання, або за допомогою розпилюючого середовища. У будь-якому випадку якість розпилювання залежить від в'язкості палива, у зв'язку з чим паливо з великою в'язкістю, наприклад мазут, перед подачею до форсунки підігрівають.

## 12.4. Визначення витрати повітря для горіння палива

Стехіометричні співвідношення. Носіями теплової енергії, що виділилася при згоранні палива, є продукти згорання. Від кількості і складу продуктів згорання залежить їхня температура, а отже, і придатність палива для того або іншого технологічного процесу. У завдання розрахунку процесу горіння входить визначення кількості необхідного для горіння повітря і об'ємів продуктів згорання за заданих умов горіння.

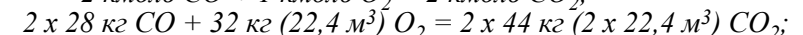
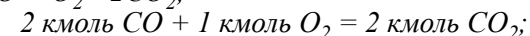
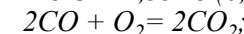
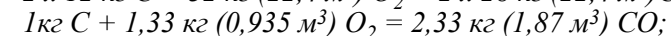
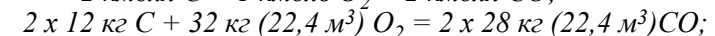
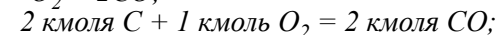
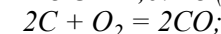
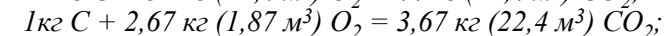
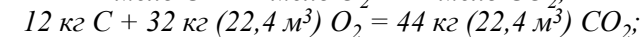
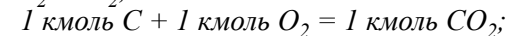
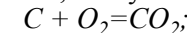
Кількість повітря необхідно знати для розрахунків пристроїв подачі повітря в зону горіння і площ перетину каналів для його підведення. За об'ємами продуктів згорання розраховують пристрої для видалення газів з топок і виконують інші теплотехнічні розрахунки.

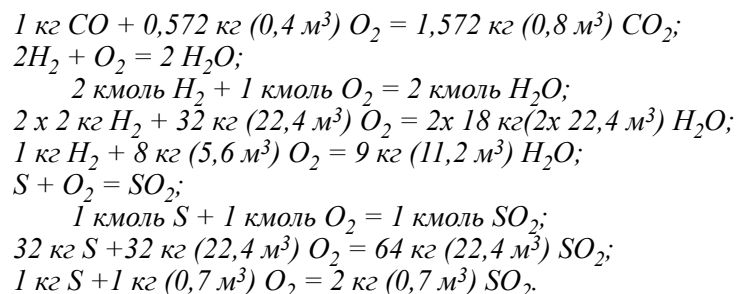
Для розрахунку кількості повітря, необхідного для горіння, а також складу і об'єму продуктів згорання потрібно знати елементарний склад палива на робочу або суху (для газів) масу палива. Всі розрахунки ведуться за умови повного згорання палива і утворення кінцевих молекулярних продуктів. За початкову масу компонентів, що беруть участь у реакції горіння, приймається 1 кг твердого або рідкого палива або 1 м<sup>3</sup> газу за нормальних умов. Тому всі об'єми повітря і продуктів згорання обчислюватимуться на 1 кг повністю згорілого твердого (рідкого) або на 1 м<sup>3</sup> газоподібного палива.

Відправними рівняннями для розрахунків є матеріальні рівняння реакції окислення горючих компонентів.

У розрахунках за одиницю вимірювання приймають 1 кіломоль (кілограм-молекула). Ця одиниця зручна для переходу до 1 кг і 1 м<sup>3</sup> (об'єму за нормальних умов, тобто при температурі  $t = 0$  °С і тиску  $p = 0,1013$  МПа). Об'єм 1 кмоль за нормальних умов приймається рівним 22,4 м<sup>3</sup>.

Реакції горіння для визначення кількості необхідного під час горіння повітря, складу і кількості продуктів згорання, що утворюються, наступні:





Остання реакція горіння належить до горіння органічної сірки  $S_o$ . Колчеданна сірка  $S_k$  з'єднується з киснем за іншим рівнянням; проте для спрощення розрахунків вважатимемо, що горіння  $S_k$  відбувається так само, як і горіння  $S_o$ . Отримані на підставі цих реакцій дані зведені в табл. 12.5, з якої видно, що при повному і неповному згорянні однакової кількості вуглецю об'єм продуктів згорання, що утворюються, однаковий, хоча витрата кисню при повному згорянні в два рази більше. При повному згорянні вуглецю і сірки об'єм витраченого кисню дорівнює об'єму отриманого відповідно вуглекислого і сірчистого газів.

**Визначення витрат повітря для горіння палива.** На підставі співвідношень, отриманих з реакцій горіння (табл. 12.5), можливо скласти формулу для визначення кількості кисню, кг/кг, теоретично необхідного для повного згорання тих, що містяться в 1 кг палива горючих елементів вуглецю  $C^p/100$  кг, водню  $H^p/100$  кг і сірки  $S^p/100$  кг,

$$2,67 \frac{C^p}{100} + 8 \frac{H^p}{100} + \frac{S^p}{100}. \quad (12.20)$$

Таблиця 12.5

Кількість необхідного для горіння кисню і продуктів згорання з розрахунку на 1 кг горючого елементу палива

| Складові елементи палива | Кінцевий продукт горіння           | Кількість кисню |                    | Кількість продуктів згорання |                    |
|--------------------------|------------------------------------|-----------------|--------------------|------------------------------|--------------------|
|                          |                                    | кг/кг           | м <sup>3</sup> /кг | кг/кг                        | м <sup>3</sup> /кг |
| Вуглець С                | Вуглекислий газ CO <sub>2</sub>    | 2,67            | 1,87               | 3,67                         | 1,87               |
|                          | Окисел вуглецю СО                  | 1,33            | 0,935              | 2,33                         | 1,87               |
| Водень H <sub>2</sub>    | Водяні пари H <sub>2</sub> O       | 8               | 5,6                | 9                            | 11,2               |
| Сірка S                  | Сірчистий ангідрид SO <sub>2</sub> | 1               | 0,7                | 2                            | 0,7                |

Оскільки в горінні бере участь кисень самого палива в кількості  $O^p/100$  кг, то необхідна кількість кисню, кг/кг, яку слід підвести до палива, буде менша:

$$2,67 \frac{C^p}{100} + 8 \frac{H^p}{100} + \frac{S^p}{100} - \frac{O^p}{100}. \quad (12.21)$$

Отримана за залежністю (12.21) кількість кисню буде мінімальна, її називають теоретичною. Насправді для горіння подається більше кисню.

Оскільки горіння палива відбувається за рахунок кисню атмосферного повітря, то для визначення кількості повітря необхідно знати відсотковий вміст кисню в повітрі. Для технічних розрахунків приймають наступний склад сухого повітря: об'ємна частка O<sub>2</sub> – 21%, масова частка – 23,2%, об'ємна частка N<sub>2</sub> – 79%, масова частка – 76,8%. Тоді кількість сухого повітря, кг/кг, теоретично необхідного для повного згорання 1 кг палива

$$L^0 = \frac{2,67C^p + 8H^p + S^p - O^p}{100} \frac{100}{23,3}, \quad (12.22)$$

або після перетворень

$$L^0 = 0,115(C^p + 0,375S^p) + 0,345H^p - 0,043O^p. \quad (12.23)$$

У розрахунках зазвичай користуються об'ємною кількістю повітря. Приймавши щільність сухого повітря за нормальних умов  $\rho_v^0 = 1,293$  кг/м<sup>3</sup>, отримаємо розрахункову формулу, за якою визначимо об'єм сухого повітря, м<sup>3</sup>/кг, теоретично необхідного для повного згорання 1 кг палива,  $V^0 = L^0/\rho_v^0$  або

$$V^0 = 0,0889(C^p + 0,375S^p) + 0,267H^p - 0,0333O^p. \quad (12.24)$$

Даної кількості сухого повітря було б досить для повного згорання 1 кг палива, якби горіння відбувалося в ідеальних умовах, тобто в припущенні, що кожна частинка кисню обов'язково вступить у реакцію з відповідною частинкою палива. У реальних умовах через недосконалість сумішоутворення найімовірніше чекати деяку нерівномірність у розподілі кисню: у одних частинах зони згорання палива його буде надлишок, в інших – нестача. При недоліку кисню відбувається неповне згорання палива. Щоб уникнути цього, повітря подають більше, ніж теоретично необхідно.

Відношення кількості повітря, що дійсно потрапляє в топку, до теоретично необхідного для згорання даної кількості палива, називається *коефіцієнтом надлишку повітря  $\alpha$* .

Якщо дійсну кількість повітря, що потрапляє в топку в розрахунку на 1 кг палива, позначити  $V_d$ , то

$$\alpha = V_d / V^0. \quad (12.25)$$

Коефіцієнт надлишку повітря – одна з найважливіших характеристик процесу спалювання палив. Величина  $\alpha$  залежить від роду палива, способу його спалювання, режиму роботи паливоспоживаючого обладнання. Значення  $\alpha$  встановлюється дослідним шляхом. Для газоподібних палив воно складає 1,05...1,2, для рідких – 1,1...2,5, для твердих – 1,15...1,7.

Під час експлуатації паливоспоживаючого обладнання коефіцієнт надлишку повітря підтримується на рівні встановлених (паспортних) значень, причому завжди прагнуть забезпечити повне згорання палива при найменших значеннях  $\alpha$ . Значення коефіцієнта  $\alpha$  визначають за допомогою газового аналізу продуктів згорання, приладом – газоаналізатором.

## 12.5. Склад і об'єми продуктів згорання палив.

### Діаграма $I_r - t_r$

У загальному випадку (неповне горіння) продукти згорання є сумішшю наступних газів: вуглекислого газу  $CO_2$ , сірчистого ангідриду  $SO_2$ ; водяної пари  $H_2O$ ; азоту  $N_2$ ; невикористаного при горінні (надлишкового) кисню  $O_2$ ; окислу вуглецю  $CO$  та інших продуктів неповного згорання, якими ми нехтуємо. Об'єм продуктів при повному згоранні палива  $V_r$  буде менший, ніж при неповному згоранні, на величину об'єму кисню, який витрачається на допалювання  $CO$ . Ця різниця дуже мала порівняно з величиною  $V_r$ , тому об'єм продуктів згорання визначають в припущенні, що горіння повне. При цьому з достатньою для практичних розрахунків точністю можна нехтувати також азотом палива, оскільки в рідких паливах його міститься дуже мало.

Таким чином, об'єм  $V_r$  продуктів повного згорання 1 кг палива можна знайти і як суму об'ємів наступних газів:

$$V_r = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2}. \quad (12.26)$$

Повний об'єм продуктів згорання може бути умовно розділений на об'єм сухих газів і об'єм водяної пари:

$$V_r = V_{с.г} + V_{H_2O}. \quad (12.27)$$

Теоретично при  $\alpha = 1$  (відсутнє надлишкове повітря, а відповідно, і надлишковий кисень) об'єм сухих газів рівний повному об'єму:

$$V_r = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2}^0, \quad (12.28)$$

де  $V_{N_2}^0$  – теоретичний об'єм азоту при  $\alpha = 1$ .

На підставі співвідношень, отриманих з розрахункових реакцій горіння (табл. 12.4), визначимо об'єми  $CO_2$  і  $SO_2$ :

$$V_{CO_2} = 1,87 \frac{C_p}{100}; V_{SO_2} = 0,7 \frac{S_p}{100}. \quad (12.29)$$

При хімічному аналізі продуктів згорання відсотковий вміст вуглекислого газу  $CO_2$  і сірчистого газу  $SO_2$  визначаємо в сукупності, тому їхній сумарний вміст позначають через  $RO_2$ . Об'єм цих газів прийнято визначати також разом, тобто

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}. \quad (12.30)$$

Після підстановки в (12.30) виразів (12.29) отримаємо розрахункову формулу

$$V_{RO_2} = 0,0187 K^p, \quad (12.31)$$

де  $K^p$  – приведений вуглець палива;  $K^p = C^p + 0,375 S^p$ .

Об'єм водяної пари становить:

$$V_{H_2O} = 1,24 \frac{9H^p}{100} + 1,24 \frac{W^p}{100} + 1,24 G_\phi + 1,24 d a V_B^0 \rho_B^0, \quad (12.32)$$

де 1,24 – питомий об'єм водяної пари,  $m^3/kg$ ;  $G_\phi$  – питома витрата розпилюючої пари,  $kg/kg$  палива;  $d$  – вологутримання атмосферного повітря,  $kg/kg$  сухого повітря (у розрахунках приймаємо  $d = 1,01 kg/kg$ ).

Перший доданок в (12.32) є кількістю вологи, що утворилася від згорання водню, другий – кількість вологи, що утримувалася в паливі, третій – кількість вологи, що вноситься паром, що застосовується для розпилювання палива в котлах, четвертий – кількість вологи атмосферного повітря.

Після перетворень (12.32) має вигляд:

$$V_{H_2O} = 0,112 H^p + 0,0124 W^p + 1,24 G_\phi + 1,61 d a V^0. \quad (12.33)$$

При  $\alpha = 1$  теоретичний об'єм водяної пари дорівнює

$$V_{H_2O}^0 = 0,112 H^p + 0,0124 W^p + 1,24 G_\phi + 1,61 d V^0. \quad (12.34)$$

Об'єм,  $m^3/kg$ , азоту і надмірного кисню можна легко визначити на підставі розрахунку необхідної кількості повітря і приведеного раніше його відсоткового складу:

$$V_{N_2} = 0,79 \alpha V^0, \quad (12.35)$$

$$V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1) V^0. \quad (12.36)$$

Якщо потрібно буде врахувати азот палива, то в (12.35) слід ввести поправку у вигляді другого доданку  $0,008 N^p$ .

Теоретичний об'єм ( $\alpha = 1$ ) продуктів згоряння, м<sup>3</sup>/кг, на підставі (12.26) буде дорівнювати:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0. \quad (12.37)$$

При  $\alpha > 1$  об'єми продуктів згоряння будуть більші за рахунок надлишку повітря. В цьому випадку об'єм водяної пари, м<sup>3</sup>/кг

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 1,6d(\alpha - 1)V^0, \quad (12.38)$$

повний об'єм продуктів згоряння:

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + (\alpha - 1)V^0. \quad (12.39)$$

Відповідні об'єми, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>, для газоподібних палив при  $\alpha = 1$  підраховують таким чином:

теоретичний об'єм азоту

$$V_{N_2} = 0,79V^0 + 0,01N_2, \quad (12.40)$$

де  $N_2$  – вміст азоту в паливі, %.

Об'єм сухих трьохатомних газів, розрахований за рівняннями горіння

$$V_{RO_2} = 0,01[CO_2 + CO + H_2S + \sum m(C_m H_n)]; \quad (12.41)$$

теоретичний об'єм водяної пари, розрахований за рівняннями горіння

$$V_{H_2O} = 0,01\left[H_2 + H_2S + \sum \frac{n}{2}(C_m H_n) + 0,124d_{\Gamma.T.}\right] + 1,61V^0, \quad (12.42)$$

де  $d_{\Gamma.T.}$  – вологоутримання газового палива, г/м<sup>3</sup>.

При  $\alpha > 1$  об'єми водяної пари і повний об'єм продуктів згоряння газового палива обчислюються за (12.38) і (12.39).

Маса продуктів згоряння твердих і рідких палив, кг/кг

$$M_{\Gamma} = 1 - \frac{A^p}{100} + 1,306\alpha V^0, \quad (12.43)$$

де  $A^p$  – зольність робочої маси палива %.

Маса продуктів згоряння газоподібних палив, кг/м<sup>3</sup>:

$$M_{\Gamma} = \rho_{\Gamma.T.}^c \frac{d_{\Gamma.T.}}{100} + 1,306\alpha V^0, \quad (12.44)$$

де  $\rho_{\Gamma.T.}^c$  – щільність сухого газу, кг/м<sup>3</sup>;  $d_{\Gamma.T.}$  – вологоутримання газоподібного палива, г/м<sup>3</sup>.

Для контролю процесу горіння палив і визначення ступеня повноти його згоряння і надлишку повітря здійснюється аналіз продуктів згоряння палива за допомогою приладів – газоаналізаторів.

Об'єм газів можна виразити як суму об'ємів їхньої сухої частини і водяної пари:

$$V_{\Gamma} = V_{C.\Gamma.} + V_{H_2O}, \quad (12.45)$$

де для випадку повного згоряння палива

$$V_{C.\Gamma.} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2}. \quad (12.46)$$

Рівняння (12.46) у відсотковому виразі має вигляд:

$$RO_2 + N_2 + O_2 = 100\%; \quad (12.47)$$

де  $RO_2 = \left(\frac{V_{RO_2}}{V_{C.\Gamma.}}\right)100\%$ ;  $N_2 = \left(\frac{V_{N_2}}{V_{C.\Gamma.}}\right)100\%$ . та ін.

Відповідно, при неповному згорянні

$$RO_2 + N_2 + O_2 + CO = 100\% \quad (12.48)$$

Основним елементом неповного згоряння є окисел вуглецю CO. Прості газоаналізатори дають можливість визначити відсотковий вміст трьохатомних газів  $RO_2$  і кисню  $O_2$ . За допомогою цих даних і елементарного складу палива можна розрахувати відсотковий вміст

$$CO = \frac{21 - RO_2(1 - \beta) - O_2}{0,605 + \beta}; \quad (12.49)$$

де  $\beta$  – характеристичний коефіцієнт палива;

$$\beta = 2,37 \frac{H^p + 0,126O^p}{C^p + 0,375S_n^p}. \quad (12.50)$$

З (12.49) можна знайти максимальний вміст  $RO_2$  при теоретичній кількості повітря ( $O_2 = 0$ ) і відсутності CO:

$$(RO_2)_{\max} = \frac{21}{1 + \beta}. \quad (12.51)$$

Величини  $\beta$  і  $(RO_2)_{\max}$  є постійними для кожного виду палива. Коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79 \frac{O_2 - 0,5CO}{100 - (RO_2 - O_2 - CO)}} \quad (12.52)$$

або приблизно

$$\alpha = \frac{(RO_2)_{\max}}{RO_2}. \quad (12.53)$$

Для виконання теплових розрахунків паливовикористовуючого обладнання необхідно знати *ентальпію продуктів згоряння*, віднесену до 1 кг твердого або рідкого палива, кДж/кг, або до 1 м<sup>3</sup> газоподібного палива, кДж/м<sup>3</sup>, у вигляді суми ентальпій газів  $I_{\Gamma}^0$  при  $\alpha = 1$  і ентальпії надмірного повітря  $I_B^0$ , оскільки

$$I_{\Gamma} = I_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)I_B^0. \quad (12.54)$$

Ентальпія газів при  $\alpha = 1$  і температурі газів  $t_{\Gamma}$ :

$$I_{\Gamma}^0 = (V_{RO_2} \bar{c}'_{pCO_2} + V_{N_2}^0 \bar{c}'_{pN_2} + V_{H_2O} \bar{c}'_{pH_2O}) t_{\Gamma}, \quad (12.55)$$

а ентальпія теоретично необхідної кількості повітря ( $\alpha = 1$ ) при температурі  $t_{\Gamma}$ :

$$I_B^0 = V^0 \bar{c}'_{pB} t_{\Gamma}. \quad (12.56)$$

Об'єми  $V^0$ ,  $V_{RO_2}$ ,  $V_{N_2}^0$  та  $V_{H_2O}$  визначаються за рівняннями, отриманими раніше. Середні ізобарні об'ємні теплоємності або ентальпії  $1 \text{ м}^3$  вуглекислоти  $\bar{c}'_{pCO_2}$ , азоту  $\bar{c}'_{pN_2}$ , водяної пари  $\bar{c}'_{pH_2O}$  і вологого повітря  $\bar{c}'_{pB}$  беруться з довідкових таблиць при температурі  $t_{\Gamma}$ .

При значеннях  $\alpha > 1$  у складі продуктів згоряння буде присутній надмірний кисень (12.26).

У ході виконання теплового розрахунку котлів часто використовується діаграма  $I_{\Gamma} - t_{\Gamma}$  (рис. 12.3), розрахунки для побудови якої зручно виконувати в табличній формі.

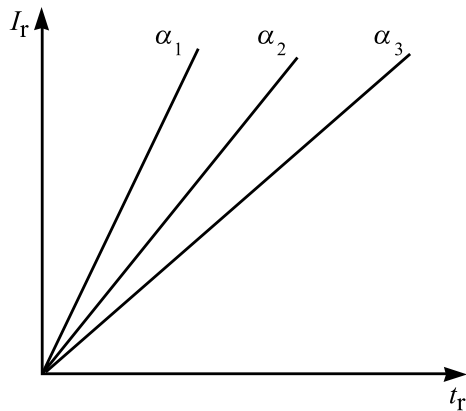


Рис. 12.3. Діаграма  $I_{\Gamma} - t$

Діаграма дозволяє в значною мірою спростити визначення ентальпії газів по їхній температурі і виконання зворотної операції – визначення температури газів по відомому значенню ентальпії.

З (12.55) очевидно, що при збільшенні об'єму продуктів згоряння (при однаковому значенні їхньої температури) спостерігається зростання ентальпії. Насамперед, це відбувається в результаті збільшення об'єму азоту і надмірного кисню, що не бере участь у процесі горіння палива.

Оскільки об'єм даних компонентів головним чином залежить від коефіцієнта надлишку повітря, очевидно, що на (рис. 12.3)  $\alpha_1 > \alpha_2 > \alpha_3$ , тому що із збільшенням значення  $\alpha$ , унаслідок зростання об'єму продуктів згоряння, росте їхня ентальпія.

Використання діаграми  $I_{\Gamma} - t_{\Gamma}$  зручно при виконанні немашинного розрахунку теплоенергетичного обладнання. У разі використання ЕОМ раціонально застосовувати функціональні залежності  $I_{\Gamma} = f(t_{\Gamma})$  і  $t_{\Gamma} = f(I_{\Gamma})$ .

## Питання для самопідготовки до теми 12

1. Що називають паливом? Палива яких видів використовують в енергетичних установках?
2. Наведіть класифікацію органічного палива.
3. З чого складаються тверде і рідке палива?
4. Дайте основні положення кінетичних і фізичних основ горіння.
5. Дайте означення коефіцієнта надлишку повітря.
6. Наведіть вираз для визначення об'єму теоретично потрібного повітря для спалювання твердого, рідкого, газоподібних палив.

## Тема 13. 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, яка використовується 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 сушки зерна, випічки 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 (автовантажувачі, 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. 13.1). На підприємствах експлуатується понад 2000 котлів різних марок.

У котельнях встановлені в основному парові котли. Тиск в котлах зазвичай не перевищує 1,3 МПа. На багатьох підприємствах



в 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.

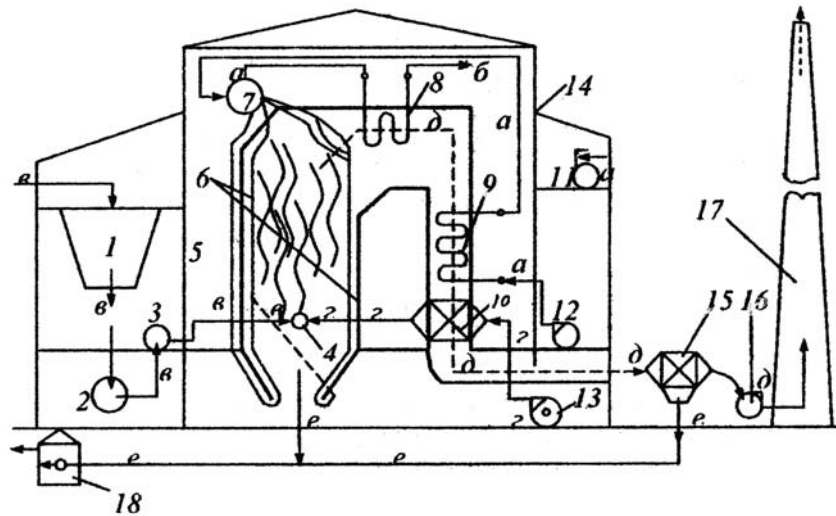


Рис. 13.1. Загальна схема котельної установки:

1 – бункер палива; 2 – вуглепомельний млин; 3 – вентилятор млинків; 4 – пальник; 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; з – шлях руху повітря; d, e – шлях золи і шлаку.

Істотна нерівномірність графіків завантаження котельні на протязі 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 теплотнімання 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 теплогерел веде 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, внаслідок чого питомі витрати палива в них 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 тепlopостачання, наприклад ТЕЦ. Проте потужності тепlopостачання міст, де розташовані ці підприємства, виявляються малопродуктивними, що не дозволяє до них підключитися.

У котельнях підприємств спалюється велика 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.

### 13.1. Котельні установки. Схема котельної установки

Котельна установка складається 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, протіканні технологічного процесу утилізації теплоти газів, що відходять, або електричної енергії.

*Класифікація.*

За призначенням котельні установки діляться на енергетичні, виробничо-опалювальні, опалювальні.

Енергетичні котельні установки призначені для вироблення пари високих параметрів, необхідної для роботи парових турбін (теплових 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.** У котельну установку (рис. 13.2) входять котел і допоміжне устаткування, необхідне для його роботи.

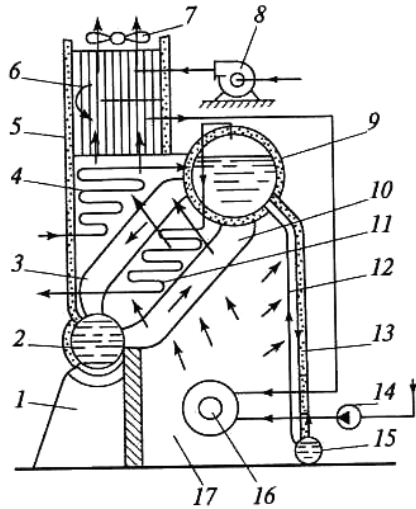


Рис. 13.2. Схема котельної установки

Власне котел складається з двох пучків водогрійних труб 3 і 10, закріплених у корпусі пароводяного 9 і водяного 2 колекторів, труб топкового екрана 12, приєднаних до пароводяного колектора вгору і до екранного колектора 15 внизу. Топковим екраном є суцільний ряд дотичних труб, що сприймають теплоту, передану випромінюванням.

Пучки 3 і 10 складаються з труб, розташованих одна за одною з певним інтервалом. В інтервалах між трубами в поперечному до них напрямі рухаються гази (на рисунку показано стрілками). Вода і пароводяна суміш у трубах здійснює 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 вгору – 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. Так, наприклад, при абсолютному 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 топку використовується частина теплоти, що вноситься газоподібними продуктами згоряння палива.

У підігрівачі повітря 6 підігривається, необхідне для згоряння палива. Подібно до економайзера підігрівач 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. В устаткування живильної системи входять живильні насоси, фільтри, установка для дообробки (знесолювання або зм'якшування додаткової води) і підігрівачів живильної 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 топку, або інструменти для ручного обслуговування топку, а також системи видалення шлаків і бункери палива.

У котельну установку, крім того, входять апаратура і пристрої для автоматичного регулювання і захисту парового котла, а також арматура – клапани і крани, встановлені безпосередньо на котлі, і вимірювальні прилади, необхідні для спостереження за його роботою. В установці використовується теплова ізоляція 5 і 13. Котел встановлюють на опорі 1 і 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, встановлюваний на початку димаря. В деяких випадках дугтя та інтенсифікація тяги здійснюються струменевими апаратами. У простому випадку обмежуються природною тягою (самотягою). Рушійним натиском природної тяги є різниця щільності стовпа холодного повітря  $\rho_B gh$  і стовпа газів у димарі  $\rho_G gh$ :

$$H = gh(\rho_B - \rho_G), \quad (13.1)$$

де  $H$  – рухомий натиск природної тяги;  $h$  – висота димаря, вимірювана для котлів на твердому паливі від підлоги топку, а для

котлів, що працюють на рідкому або газоподібному паливі, від осі нижньої форсунки до верхнього зрізу димаря,  $m$ ;  $\rho_B$  і  $\rho_G$  – щільність відповідно зовнішнього повітря і газів у димарі,  $\text{кг/м}^3$ .

При цьому сила тяги, що доводиться на одиницю площі, визначається в Паскалях. З формули (13.1) 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. 13.3).

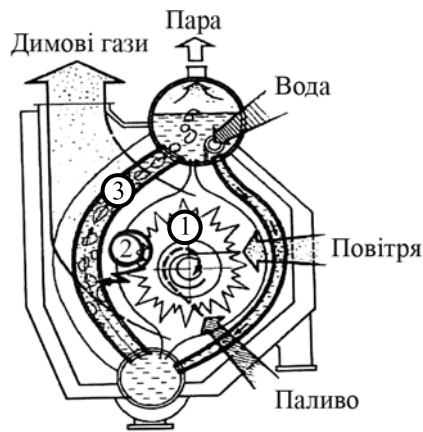


Рис. 13.3. Схеми процесів матеріальних потоків у водотрубному котлі

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, розглядалися раніше.

Процеси згоряння і відведення димових газів супроводжуються процесами теплообміну **2**, тобто передачею теплоти від продуктів згоряння до середовища, що нагрівається (воді, пару, повітрю).

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 фізикохімічних 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 промене приймаючими.

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, і їхня температура знижується, а конвективна складова в сумарному теплообміні зростає. Якщо середня температура потоку газів не перевищує  $350\text{ }^\circ\text{C}$ , то їхнім випромінюванням можна нехтувати.

До конвективної поверхні відносяться пучки труб, розташовані в газоходах, через які проходять гази. Це парогенеруючі пучки, пароперегрівач, економайзер і підігрівач повітря.

Парогенеруючі труби, розташовані у вихідному перетині топки (труби притопочного пучка), разом з променевою енергією сприймають також теплоту конвекцією при проході через них газів, що покидають топку. Тому поверхню цих труб враховують при розрахунку теплообміну в топці як променеприймаючу, і при розрахунку конвективних поверхонь нагріву як конвективну.

Одночасно з процесами згоряння і теплопередачі протікають процеси генерації пари в парогенеруючих 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 із заданими параметрами).

У результаті того, що екранні труби і труби притопочного і конвективного пучків знаходяться в зоні високих температур і сприймають значну кількість теплової енергії, в них відбувається процес пароутворення **3** (рис. 13.3). Бульбашки пари, що утворилися, разом з водою піднімаються вгору. Такі труби називаються підійомними. Труби, що не обігріваються, розташовані за суцільним топковим екранним рядом труб, називаються опускними унаслідок того, що вони заповнені водою, яка рухається вниз, оскільки вона має більшу щільність, ніж щільність пароводяної суміші, що утворюється в підійомних трубах.

При виході з підійомних 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 внутрішньокотельні сепаруючі пристрої відділяються крапельки вологи, і він поступає в пароперегрівач і до споживачів насиченої пари із 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 в результаті зменшення втрат теплоти з газами, що виводяться.

Пароперегрівач, підігрівач повітря і водяний економайзер називаються додатковими поверхнями нагріву, на відміну від основної пароутворюючої поверхні нагріву котла (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 перераховані елементи, будучи конструктивно об'єднаними в один агрегат, представляють 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.

### 13.2. Класифікація, характеристики та конструкції котлів

Залежно від фазового стану теплоносія (робочого тіла), що поступає з котла, котли діляться на парові і водогрійні.

По характеру рушійних сил, що визначають рух води і пароводяної суміші, котли бувають з природною і примусовою циркуляціями. Природна циркуляція, тобто рух води по замкнутому контуру, відбувається унаслідок різниці щільності води і пароводяної суміші і відповідної компоновки поверхні нагріву. Примусовий потік води в котлі створюється спеціальним насосом.

Розрізняють прямоточні 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 з системи труб, в яких вода, що поступає в котел, спочатку нагрівається до температури кипіння, потім у міру руху випаровується; пара, що утворилася, перегрівається, 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. 13.4).

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 згорання.

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  $t_{П,П}$ , °С; *температура нагрітої води* (для водогрійних котлів) – температура води на виході з котла,  $t_B$ , °С; температура живильної води на вході в економайзер або пароводяний колектор (сепаратор)  $t_{Ж,В}$ ; *витрата палива*  $B$ , кг/с; коефіцієнт корисної дії (ККД)  $\eta_K$ , що є відношенням корисно використаної теплоти до теплоти, яка вводиться в котел з тепловіддаючим теплоносієм і що є найважливішою економічною характеристикою котла, вимірюється в долях одиниці або відсотках; площа поверхні нагріву – це площа поверхні, омивання з одного боку газами, а з іншого – водою, паром або повітрям,  $H$ , м<sup>2</sup>; маса котла без води (суха маса)  $M_C$  і з водою  $M_C + M_B$ , кг.

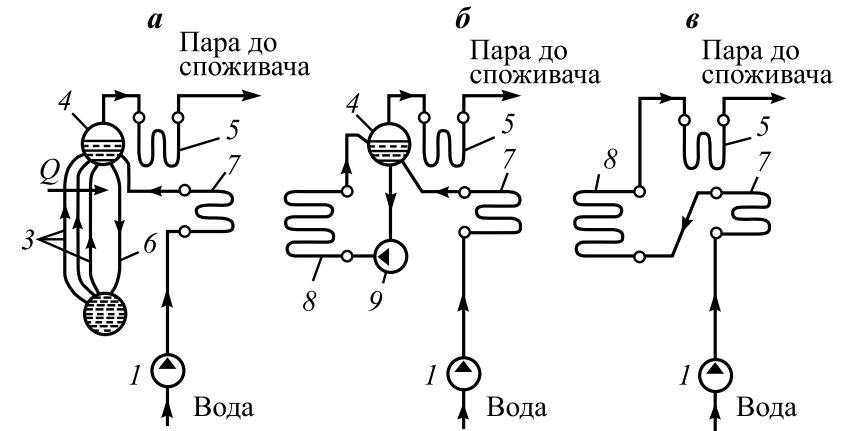


Рис.13.4. Схеми руху води, пароводяної суміші і пари в котельному агрегаті:

а – 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

По величині тиску пари котли бувають *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 зміни.

На рис. 13.5 приведені схеми котлів з прямими пароутворюючими трубами.

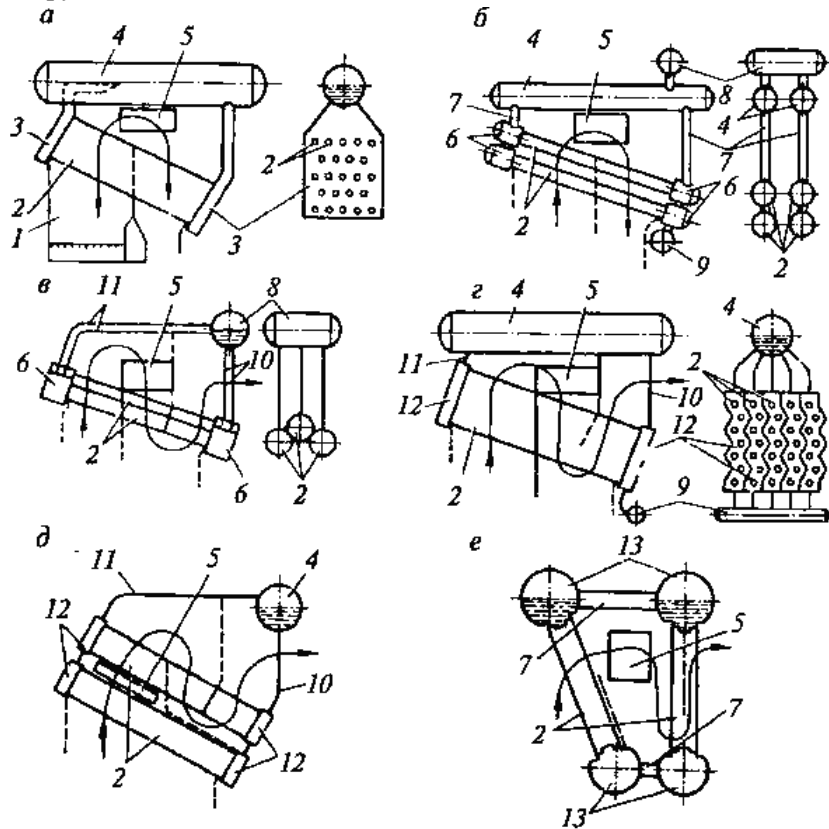


Рис. 13.5. Камерні і секційні водотрубні котли з прямими пароутворюючими трубами:

а – Штейн-Мюллера; б – Шухова; в – Шухова-Берлінга; г – з позовдвжнім барабаном; д – з поперечним колектором; е – чотирибарабанний вертикальний водотрубний котел Гарбе; 1 – топка; 2 – пучок пароутворюючих труб; 3 – плоскі камери (у трубну решітку яких ввальцовані кінці пароутворюючих труб, а із зовнішнього боку встановлені, проти кожної труби, лючки); 4 – колектор; 5 – пароперегрівач; 6 – циліндричні камери (на яких із зовнішнього боку змонтовані знімні кришки); 7 – сполучні патрубки; 8 – колектор-паророзбірник; 9 – брудовловлювач; 10, 11 – відповідно водоспускні і відвідні пароводяну суміші труби малого діаметра; 12 – секційні штамповані коробки (пароутворюючі секції – складаються з 7-10 прямих труб,

об'єднаних двома коробками); 13 – колектори із ступінчастими плитами

До питомих характеристик котлів належать наступні: пито-  
ме паровиробництво  $u_{\Pi} = D / H$ , кг/(м<sup>2</sup>с); пито-  
ме тепловиробництво (для водогрійних котлів)  $u_B = Q / H$ , Вт/м<sup>2</sup>; відносна маса  
 $m_c = M_c / D$ , кг/(кг<sup>°</sup>); відносний водовміст  $a = M_B / D$ , кг/(кг<sup>°</sup>)  
– відношення маси води в котлі до паровиробництва, характери-  
зує теплоаккумуляційні властивості і маневреність котла; випаро-  
вуваність палива  $u = D / B$ .

Розглянемо компанувальні схеми деяких стаціонарних котлів.

Стаціонарні котли встановлюються в котельних промислових підприємств. Вертикальні водотрубні котли ДКВР (рис. 13.6) випускались 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 випускались без пароперегрівача, інші – з пароперегрівачем і без нього. Котли ДКВР – двобарабанні 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 наступних умов: докотлової обробки води, підтримки температури газів за конвективним пучком 500 °С і запобігання від перегріву колектора, зверненого в топку і камеру догоряння.

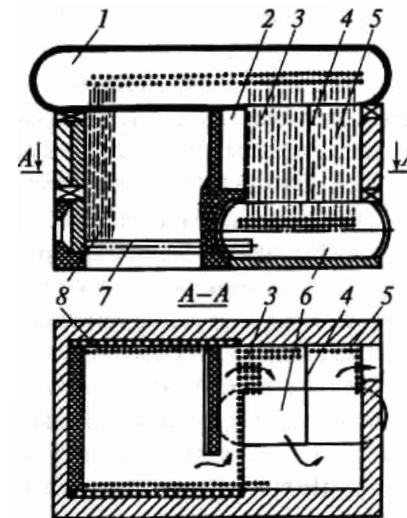


Рис. 13.6. Схема будови котла ДКВР:

1, 6 – пароводяний та водяний колектори; 2 – камера догоряння; 3, 5 – перший та другий конвективні пучки; 4 – перегородка; 7 – колектор бокового екрана; 8 – боковий екран

На промислових підприємствах можуть використовуватись також парові горизонтальні газотрубні котли типу КВ (рис. 13.7.) невеликої потужності. Котли поставляються з допоміжними механізмами і засобами автоматики і працюють на дизельному паливі. Вони обладнані механічними форсунками та підживлюються м'якою водою, яка пройшла натрій-катіонітовий фільтр.

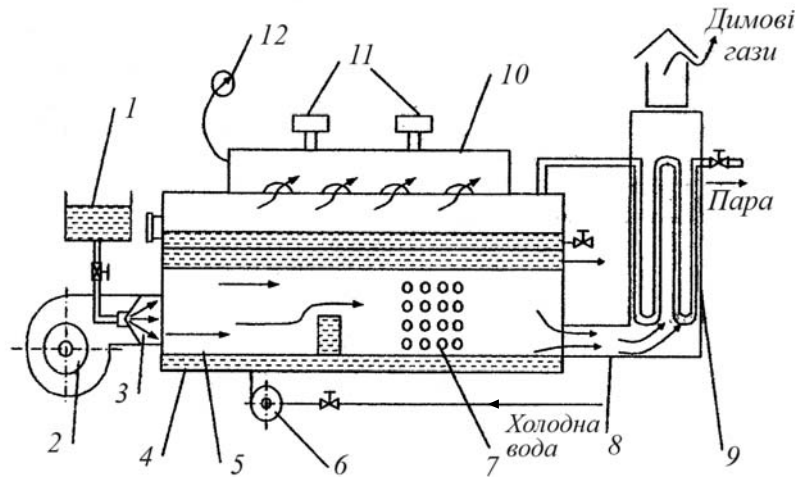


Рис. 13.7. Схема котла КВ-300М:

1 – бак паливний; 2 – вентилятор; 3 – пальник; 4 – котел; 5 – труба жарова; 6 – живильний насос; 7 – конвективний пучок труб; 8 – димові труба; 9 – пароперегрівач; 10 – парозбірник; 11 – клапан-запобіжник; 12 – манометр

### 13.3. Теплогенератори, калорифери, газоводонагрівачі

**Теплогенератори** застосовуються в сільському господарстві для повітряного опалення, вентиляції теплиць, птахівницьких ферм, тваринницьких ферм, ремонтних майстерень, гаражів й інших виробничих приміщень. Теплогенератори застосовують для сушіння зерна колосових і бобових культур льновороха, насіння, соняшника, качанів кукурудзи й інших сільськогосподарських продуктів. Досушування трави способом активного вентилявання. Працюють теплогенератори на рідкому паливі (пічне побутове або дизельне).

Розділяються теплогенератори на *стаціонарні* й *пересувні*.

Коефіцієнт корисної дії 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. 13.8), табл.13.1.

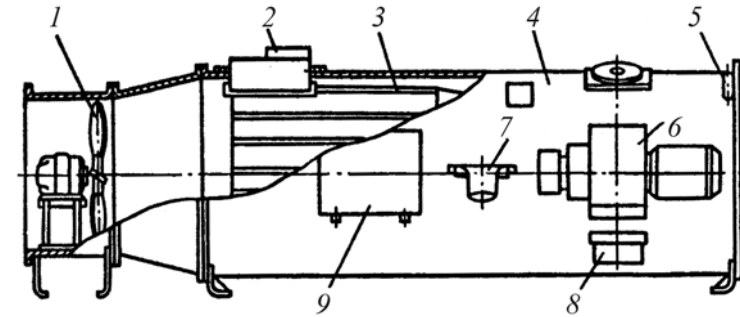


Рис. 13.8. Теплогенератор ТГ-2,5А:

1 – головний вентилятор з електродвигуном; 2 – димові труба; 3 – теплообмінник; 4 – корпус; 5 – датчик системи автоматики; 6 – форсунка; 7 – паливний відстійник; 8 – трансформатор запалювання; 9 – станція керування

Розглянемо конструкцію на прикладі теплогенератора ТГ-1,5. 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».

Таблиця 13.1

Стаціонарні теплогенератори

| Марка   | Теплова потужність, кВт | Обсяг нагрітого повітря, м <sup>3</sup> /год | Підвищення температури, °С | Витрата палива, кг/год | 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                     | 25000  | 47...5                     | 38                     | 695      |
| ТГ-800  | 970                     | 31000  | 92                         | 83                     | -        |

Система керування в цьому режимі забезпечує:

1. Автоматичне включення теплогенератора при температурі повітря в приміщенні нижче заданої: а) включення вентилятора форсунки для продувки; б) подається паливо та проводиться запалювання його; в) відключається система запалювання (після запалювання палива); г) включення електродвигуна основного вентилятора (після прогріву камери згоряння).

2. Автоматичне відключення теплогенератора проводиться: а) 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 спрацюванні системи захисту електродвигунів.

Теплогенератори пересувні (табл.13.2) ТГП-400 і ТГП-1000 по своїй будові й дії аналогічні ТГ-1А та ТГ-2,5, але мають більшу продуктивність (по повітрю). Для зручності транспортування ТГ ТГП-400 має колісний хід, а ТГП- 1000 обладнаний полозками. Повітро-нагрівачі ВПТ-400, ВПТ-600 змонтовані на рамі напівпричепа й мають пневматичне шасі.

Таблиця 13.2

Пересувні теплогенератори

| Пересувні теплогенератори | Теплова потужність, кВт | Обсяг нагрітого повітря, м <sup>3</sup> /год | Ступінь нагрівання, °С | Витрата палива, кг/год | 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     |

Принцип дії й пристрій, аналогічний іншим теплогенераторам.

**Калорифери.** Для повітряного опалення й вентиляції телиць, пташників, тваринних й інших виробничих приміщень застосовують *водяні, парові й електричні* калорифери.

Принцип їхньої роботи: повітря нагнітається вентилятором, проходить через теплообмінник, у якому нагрівається за рахунок теплоти гарячої води, пари або електронагрівача.

За способом руху теплоносія розрізняють одно й багатходові. У багатходових теплоносій кілька разів міняє напрямок руху, внаслідок наявності в колекторних кришках перетинок.

Гладкотрубні калорифери представляють 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, у яких є вхідний і вихідний штуцери для теплоносія (води або пара). В одноходових теплоносій рухається по всіх трубках паралельно, у багатходових – послідовно. Багатходові використовують тільки з водяним теплоносієм.

Зазвичай калориферна установка складається з декількох калориферів. Для збільшення обсягу нагрітого повітря, калорифери встановлюють паралельно, а для збільшення температури – послідовно.

Для збільшення тепловіддаючої поверхні трубки калорифера її оребряють прямокутними пластинками з тонкої листової сталі (пластинчасті калорифери) або на них навивають сталеву стрічку (орєбрену 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 діляться на номери, що відрізняються площею нагрівання й приєднувальними розмірами.

Підбирають калорифери за наступною методикою.

Тепловий потік, необхідний для нагрівання повітря, визначають за формулою

$$Q = 0,127 M \cdot c \cdot (t_K - t_H), \text{ Вт}, \quad (13.2)$$

де  $M$  – масова витрата повітря, що нагрівається;  $c$  – теплоємність повітря;  $t_H$  – температура зовнішнього повітря;  $t_K$  – температура повітря після калорифера (приймається рівною у приміщенні).

Розрахункова площа живого перетину калорифера для проходу повітря

$$F_p = \frac{M}{v \rho}, \quad (13.3)$$

де  $v$  – швидкість руху повітря, м/с;  $\rho$  – щільність повітря, кг/м<sup>3</sup>;  $v\rho$  – розрахункова масова швидкість повітря (з економічних міркувань приймають  $v\rho = 4...2\text{кг/м}^2$ ). Зі збільшенням  $v\rho$  підвищується коефіцієнт теплопередачі, але одночасно зростає й опір проходу повітря, та збільшується витрата електроенергії на привід вентилятора.

По таблицях підбирають по отриманій розрахунковій площі  $F_p$  марку й номер калорифера.

По дійсній площі обраного калорифера визначають дійсну масову швидкість повітря в калорифері:

$$v\rho = \frac{M}{F_{II}}. \quad (13.4)$$

Визначають швидкість води в трубах калорифера:

$$W = \frac{Q}{f_{mp} \rho_B \cdot c_B (t_G - t_0)}, \text{ м/с}, \quad (13.5)$$

де  $f_{mp}$  – площа живого перетину трубок (теплоносії) калорифера,  $\text{м}^2$ ;  $Q$  – тепловий потік для нагрівання повітря, Вт;  $\rho_B$  – щільність води;  $c_B$  – теплоємність води;  $t_G$ ,  $t_0$  – температура води на вході й виході з калорифера.

Визначають дійсний тепловий потік, переданий калорифером повітрю

$$Q_K = kF(t'_{cp} - t_{cp}), \quad (13.6)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі;  $F$  – площа живого перетину калорифера,  $\text{м}^2$  (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) випускаються трьох модифікацій табл. 13.3: АГВ-50М, АГВ-890М та АГВ-120 місткістю 50, 80 й 120 л відповідно.

Таблиця 13.3

Автоматичні газові нагрівачі

| Водонагрівач | Теплова потужність, кВт | Час нагрівання води від 20 °С до 80 °С, хв | Площа приміщення для опалення, $\text{м}^2$ | 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 вони не відрізняються. Будова АГВ (рис. 13.9) включає циліндричний резервуар 1, покритий теплоізоляцією зі шлаковим й металевим кожухом 4. Усередині резервуара проходить жарова труба 5. У нижню частину нагрівача введений газовий пальник 11 інжекційного типу із запальником 10. Чавунна насадка з отворами на дифузорі змішувача сприяє рівномірному розподілу теплоти по всій площині апарата. Сопла пальника для спалювання природного газу й зрідженого різні за діаметрами вихідних отворів.

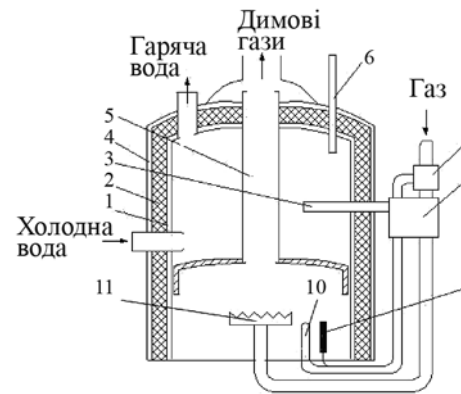


Рис. 13.9. Газовий нагрівач АГВ-80М:  
1 – резервуар; 2 – термоізоляція; 3 – латунна трубка терморегулятора; 4 – кожух; 5 – жарова труба; 6 – термометр; 7 – електромагнітний клапан; 8 – терморегулятор; 9 – термопара; 10 – запальник; 11 – пальник

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). При нормальній температурі води цей стержень через систему важелів впливає на газовий клапан, утримуючи його у відкритому положенні. Коли температура перевищує установлену межу, латунна трубка подовжиться, відтягне стержень і клапан зусиллям пружини закрититься. Відбувається відсічення газу й основний пальник згасне. При зниженні температури води, латунна труба коротшає, її стержень діє на важелі регулятора й газовий клапан відкривається.

Запальник водонагрівача горить постійно, тому що газ до нього надходить через електромагнітний клапан, що встановлений 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 закрититься. Припиниться подача газу до пальника й до запальника водонагрівача.

У системах гарячого водопостачання окремих квартир або невеликих будинків використовуються проточні (швидкісні) газові нагрівачі КГІ-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. 13.10), 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 підігривається 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 ( $\varphi = 15...0,76$  мк) інфрачервоної області спектра електромагнітних хвиль. Стабільність роботи пальника підвищується за рахунок застосування металевої 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 економічніша за конвективне опалення.

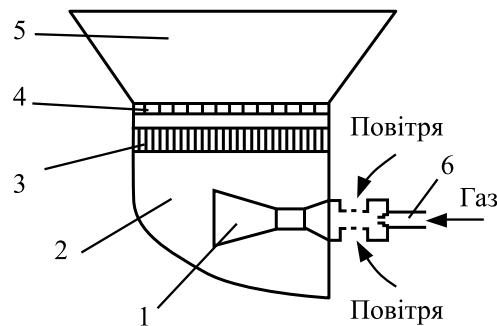


Рис. 13.10. Нагрівачі інфрачервоного випромінювання:  
1 – інжекційний змішувач; 2 – розподільча камера; 3 – блок керамічних плиток; 4 – металева сітка; 5 – рефлектор; 6 – газове сопло

Загальне теплове навантаження нагрівача підраховують за формулою

$$Q_I = 0,287 \cdot \phi \cdot q, \text{ Вт}, \quad (13.7)$$

де  $\phi$  – витрата газу на пальник, м<sup>3</sup>/год;  $q$  – об'ємна теплота згоряння, кДж/м<sup>3</sup>.

Промисловість випускає газові нагрівачі інфрачервоного випромінювання різних конструкцій. Основні технічні показники, використовуваних у сільському господарстві наведені в табл.13.4.

Кількість нагрівачів, необхідна для опалення приміщення, знаходять за формулою

$$n = \frac{Q_O}{Q_I}, \quad (13.8)$$

де  $Q_O$  – тепловий потік, необхідний для опалення, Вт;  $Q_I$  – теплове навантаження пальника, Вт.

Таблиця 13.4

Технічні показники нагрівачів інфрачервоного випромінювання

| Нагрівачі інфрачервоного випромінювання | Теплове навантаження, $Q_I$ , кВт | Витрата газу, $\phi$ , м <sup>3</sup> /год | Надлишковий тиск газу, кПа | Маса пальника, кг |
|---|-----------------------------------|--|----------------------------|-------------------|
| ГНІВ – 1                                | 2,8...5,25                        | 0,28...0,53                                | 0,59...1,96                | 3,2               |
|   | 2,55...4,65                       | 0,10...0,18                                | 1,47...3,92                |                   |
| «Зірочка»                               | 1,80...3,15                       | 0,18...0,32                                | 0,49...1,57                | 1,0               |
|   | 1,50...2,80                       | 0,06...0,11                                | 1,18...3,92                |                   |
| ГНІВ -19А                               | 7,45                              | 0,75                                       | 1,28                       | 6,0               |
|   | 7,45                              | 0,29                                       | 2,94                       |                   |

Примітка: у чисельнику дані показники для природного газу  $q = 35600$  кДж/м<sup>3</sup>, у знаменнику для зрідженого  $q = 92200$  кДж/м<sup>3</sup>.

Теплове навантаження пальника дорівнює:

$$Q_I = \varphi_Y \cdot F, \quad (13.9)$$

де  $\varphi_Y$  – умовне теплове навантаження на 1 м<sup>2</sup> площі обігріву (для телятників  $\varphi_Y = 70...122$ , молочнотоварних ферм  $\varphi_Y = 47...82$ , ферм свинوماتок  $\varphi_Y = 99...169$ , свинарників на відгодівлі  $\varphi_Y = 58...105$ , родильних приміщень і профілакторіїв  $\varphi_Y = 105...186$  Вт/м<sup>2</sup>);  $F$  – площа обігрівуючої поверхні, м<sup>2</sup>.

Витрата газу на один нагрівач за годину:

$$V_2 = 3,6 \cdot \frac{Q_I}{q}, \text{ м}^3/\text{год}. \quad (13.10)$$

Добова витрата газу всіма нагрівачами:

$$V_O = V_2 \cdot n \cdot \tau, \text{ м}^3, \quad (13.11)$$

де  $\tau$  – тривалість роботи пальників протягом доби, год.

### 13.4. Автоклав

Для доброякісної консервації м'ясних продуктів використовується автоклав. Будова автоклава представлена на рис. 13.11. Автоклав – це металева посудина достатньої міцності. Штуцер 5 для закачування в автоклав повітря і манометр 2 закріплені на кришці. В якості штуцера використовується вентиль від камери вантажівки. В кришці встановлена металева трубка 4 для термометра з завареним нижнім кінцем. Для вимірювання температури в трубку заливається автомобільне масло, туди встановлюється термометр 3 (щоб термометр не упирався в дно термотрубки, його підвішують на бортах трубки). Для кріплення кришки застосовуються болти 1.

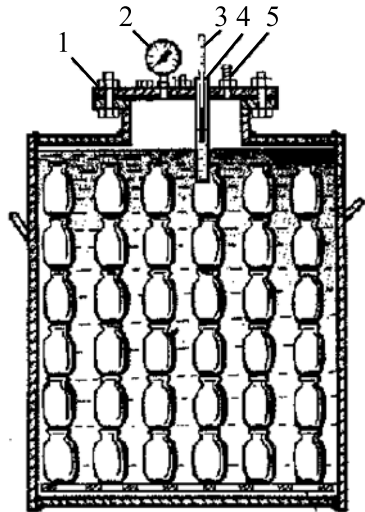


Рис. 13.11. Автоклав для консервавання

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, автоклав можна пускати в роботу.

**Автоклавування.** Банки, заповнені тим або іншим продуктом по рецепту і закриті герметично, ставлять в автоклав шарами, банка на банку, до горловини. Банки заливають водою, яка повинна покрити 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 в нього банок, оскільки при нагріві утворюється різниця між тиском в автоклаві і всередині банок.

Автоклав гріють вогнищем або горілками. Воду в автоклаві нагрівають до температури 110 °С, при цьому тиск зростає. З моменту досягнення температури 110 °С зазначають час і витримують банки впродовж 50...70 хвилин (температура не повинна перевищувати

120 °С). Цим 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 за допомогою холодної води) до температури не вище 30 °С. Тиск в автоклаві буде трохи вищий від первинного. Через золотник обережно стравлюють надмірний тиск повітря, відкривають автоклав, зливають воду і виймають банки.

Тиск в автоклаві при температурі 110 °С – 2,5...3,5 атм, а при температурі 120 °С – 4...4,5 атм. Він 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, що м'ясні продукти недостатньо якісні, слід підтримувати температуру не менше 130 °С, а краще таке м'ясо взагалі не консервувати.

Автомобільний вентиль витримує температуру до 130 °С і тиск до 12 атм. Тиск 12 атм використовується тільки для випробування автоклава на герметичність перед його використанням.

Готують м'ясо для консервації наступним чином: тушковане м'ясо розрізається на шматки, щоб помістилося в банки. Заздалегідь необхідно вирізувати всі мозкові кістки, які не можна консервувати (всі інші можна). Ребра рубають на шматки.

У ретельно вимиті банки місткістю 0,5 л укладають щільно, до половини їх об'єму м'ясо і кісточки, потім додають спеції, сіль і знову м'ясо. Слід стежити за тим, щоб верхній шар м'яса не доходив на 1 см до верху банки (якщо покласти більше, то в процесі варки кришку зірве). Після укладання м'яса банки закриваються кришкою.

Основні умови для отримання якісних консервів: доброякісне м'ясо і чистий посуд.

### 13.5. 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 дає 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 збільшуються, установка системи сонячних колекторів – це справжня інвестиція в майбутнє.

У 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 у нас асоціюється бак, пофарбований у темний колір, на даху душової kabіни. Ефективність даної системи нагріву води невисока, а її використання обмежене теплою порою року.

Сучасні технології дозволяють використовувати сонячну енергію навіть взимку. Сонячні водонагрівальні системи ідеальні для будинків, готелів, офісів, АЗС, виробництва та ін.

Інженерні системи з 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 замкнутий 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. Слід також відзначити, що в системах враховується 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.** Плоский колектор – найпоширеніший вид сонячних колекторів, використовуваних у побутових водонагрівальних і опалювальних системах. Цей колектор (рис. 13.12) є теплоізолюваною зашкленою панеллю, в яку поміщена

пластина поглинача 1.

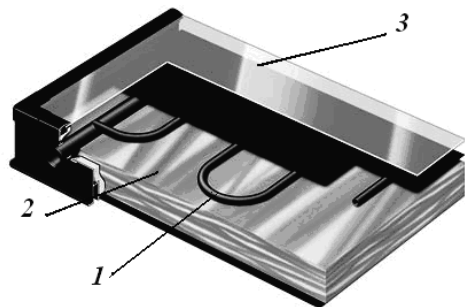


Рис. 13.12. Плоский сонячний колектор  
1 – пластина поглинача;  
2 – стінки колектора;  
3 – матове скло

Пластина поглинача 1 виготовлена з металу добре теплопровідного (найчастіше міді або алюмінію). Найчастіше 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. Це покриття складається з дуже міцного тонкого шару аморфного напівпровідника, нанесеного на металеву основу. Воно відрізняється високою поглинаючою здатністю у видимій області спектра і низьким коефіцієнтом випромінювання в довгохвильовій інфрачервоній області. Завдяки матовому склу 3 з низьким вмістом заліза знижуються втрати тепла. Дно і бічні стінки 2 колектора покривають теплоізолюючим матеріалом, що дозволяє скоротити теплові втрати.

**Вакуумний колектор з прямою теплопередачею воді.** Вакуумні трубки розташовані під певним кутом і сполучені з накопичувальним баком (рис. 13.13). З бака вода, контуром теплообміну, тече прямо в трубки, нагрівається і повертається назад. До переваг цієї системи відноситься безпосередня передача тепла воді без участі інших елементів.



Рис. 13.13. Вакуумний колектор з прямою теплопередачею воді

Термосифонні системи працюють за принципом явища природної конвекції, коли тепла вода переміщується вгору. У термосифонних системах бак має бути розташований вище за колектор. Коли вода в трубках колектора нагрівається, вона легшає і природно піднімається у верхню частину бака. Прохолодніша вода в баку тече вниз в трубки, таким чином забезпечується циркуляція у всій системі. Термосифонні системи мають мінімальний гідравлічний опір. Система обов'язково має бути безнапірною (з відкритим розширювальним баком), щоб на трубки не міг діяти тиск.

Однією з переваг такого колектора є можливість заповнення водонагрівального контура незамерзаючою рідиною, що дозволяє

використовувати його і при невеликих мінусових температурах (до мінус 5...10 градусів).

**Вакуумний колектор з термотрубками.** Це складніший і дорожчий тип колектора. Термотрубка 2 – це закрита мідна труба (рис. 13.14) з невеликим вмістом легкокиплячої (фрион) рідини. Під впливом тепла рідина (фрион) випаровується і забирає тепло вакуумної трубки 1. Пари піднімаються у верхню частину – головку 2, де конденсуються і передають тепло теплоносію основного контура водоспоживання або незамерзаючій рідині опалювального контура.

Конденсат стікає вниз, і цикл повторюється. Теплообмінник 3 сонячного колектора мідний з поліуретановою ізоляцією, закритий нержавіючим листом. Передача тепла відбувається через мідну „гільзу“ 4 теплообмінника 3. Завдяки цьому опалювальний контур відокремлений від трубок 2. При пошкодженні однієї трубки інші колектори продовжують працювати. Процедура заміни трубок дуже проста, при цьому немає необхідності зливати незамерзаючу суміш з контура теплообмінника.

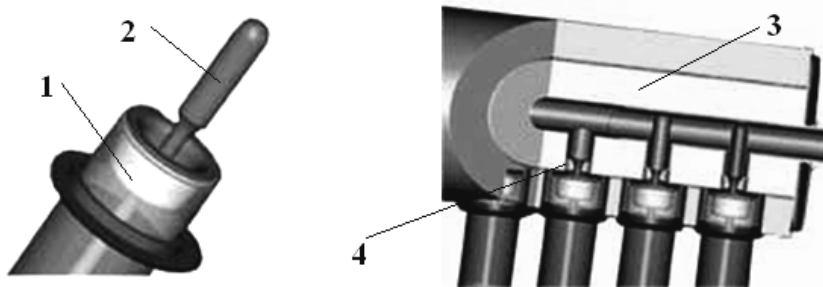


Рис. 13.14. Вакуумний колектор з вбудованим теплообмінником  
1 – вакуумний колектор; 2 – термотрубка; 3 – теплообмінник;  
4 – мідна „гільза“ теплообмінника

Перевагою колекторів з тепловими трубками є їхня здатність працювати при температурах 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 (фриону) при температурі більше  $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Таким чином, при низьких температурах трубка мов би „закривається“ і не відбувається втрат тепла через колектор (наприклад вночі або в похмуру погоду). При цьому колектор поміщається зовні приміщення, а решта всього устаткування – усередині, що сприяє мінімізації тепловтрат.

За рахунок сонячної теплової енергії можна повністю забезпечити потреби в гарячій воді в будинку в літній час. У 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 складає від 100 до 250 Вт/м<sup>2</sup>, досягаючи найвищих значень опівдні при ясному небі, практично в будь-якому (незалежно від широти) місці, близько 1000 Вт/м<sup>2</sup>. Практичне завдання сонячних установок полягає в тому, щоб найефективніше „зібрати“ цей потік енергії і перетворити його в потрібний вид енергії (теплоту, електроенергію) при найменших витратах на установку.

Простим і найбільш дешевим способом використання сонячної енергії є нагрів побутової води в так званих плоских сонячних колекторах. Складнішими є пристрої з вакуумними сонячними колекторами. У сонячні літні дні різниця в роботі хороших плоских і вакуумних сонячних колекторів практично непомітна. Проте при низькій температурі навколишнього середовища переваги вакуумних колекторів стають очевидні. Також навіть в літній час є різниця між максимальними температурами нагріву води в колекторах. Якщо для плоских колекторів максимальна температура не перевищує  $80\text{...}90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , то у вакуумних колекторах температура теплоносія може перевищувати  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ . З одного боку, це вимагає постійного відведення тепла від вакуумного колектора, щоб він не закипів. Проте з іншого боку, в системах з плоскими колекторами існує проблема розмноження бактерій і інших мікроорганізмів (там 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. 13.15) складається з сонячного колектора і теплообмінника-акумулятора.

Через сонячний колектор циркулює теплоносієм (антифриз). Теплоносієм нагрівається в сонячному колекторі енергією сонця і віддає теплову енергію воді через теплообмінник, вмонтований в бак-акумулятор.

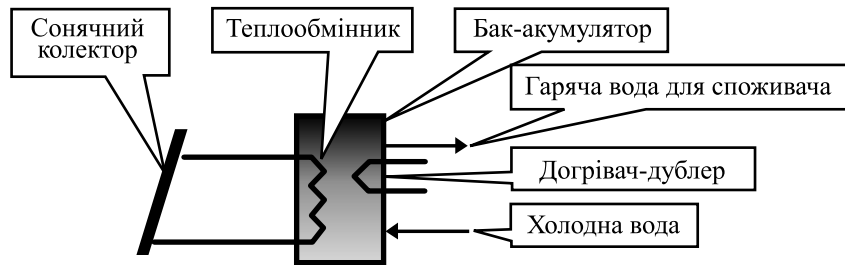


Рис. 13.15. Схема цілорічної сонячної водонагрівальної установки

У бак-акумуляторі зберігається гаряча вода до моменту її використання, тому він повинен мати добру теплоізоляцію. У першому контурі, де розташований сонячний колектор, може використовуватися природна або примусова циркуляція теплоносія. У бак-акумуляторі може встановлюватися електричний або який-небудь інший автоматичний нагрівач-дублер. У разі пониження температури в бак-акумуляторі нижче встановленого (тривала похмура погода або мала кількість сонячного сйива зимою) нагрівач-дублер автоматично включається і догріває воду до заданої температури.

Сонячні установки сезонної дії з використанням сонячних колекторів можуть нагрівати воду безпосередньо в бак-акумуляторі. Кожна з систем може мати природну і примусову циркуляцію теплоносія. При природній циркуляції теплоносія в системі (термосифонна система) гарячий теплоносій піднімається вгору, 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 кривлі. 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 слід виконувати 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 в рік табл. 13.5.

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 теплопостачання 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.

Таблиця 13.5

Геліообстановка в центральних областях України

| Місяць   | Середня сумарна сонячна радіація, ккал/м <sup>2</sup> год | Середня сумарна сонячна радіація, кВт/м <sup>2</sup> 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  |

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. Вищезазначені обставини вказують на те, що наявність геліоприставки створює

умови для збільшення терміну служби і підвищує надійність роботи всього устаткування.

#### Приклад

Визначити кількість трубок сонячного колектора для забезпечення консервного заводу гарячою водою з температурою  $t_2 = 56^\circ\text{C}$  у липні, серпні. Температура в системі водопостачання заводу влітку  $t_1 = 16^\circ\text{C}$ . На одну людину за добу витрачається  $V_{\text{л}} = 100$  літрів гарячої води. На заводі працює  $n = 30$  чоловік.

#### Розрахунки

1. Визначаємо, на скільки повинна підвищитися температура води:

$$t_{\Delta} = t_2 - t_1 = 56 - 16 = 40^\circ\text{C}.$$

2. Визначаємо витрати гарячої води за одну добу на консервному заводі:

$$V = V_{\text{л}} \cdot n = 100 \cdot 30 = 3000 \text{ літрів за добу.}$$

3. Визначаємо потужність  $Q$ , необхідну для нагрівання зазначеної кількості води:

$$q = V \cdot t_{\Delta} = 3000 \cdot 40 = 12000 \text{ Ккал,}$$

$$\text{або } Q = \frac{q}{859,8} = \frac{12000}{859,8} = 13,95 \text{ кВт.}$$

(1 літр води потребує 1 Ккал для підвищення температури на  $1^\circ\text{C}$ );  
(1кВт = 859,8 Ккал).

4. Визначаємо значення потужності трубки  $Q_{\text{ТР}}$  сонячного колектора згідно зі значенням освітленості.

Значення освітленості в липні, серпні згідно з табл. 13.5  $q_{\text{липень}} = 6,7 \text{ кВт/м}^2$  в день;  $q_{\text{серпень}} = 5,69 \text{ кВт/м}^2$  в день;  $Q_{\text{СР}} = (q_{\text{липень}} + q_{\text{серпень}})/2 = (6,7 + 5,69)/2 = 6,19 \text{ кВт/м}^2$  в день.

Згідно з паспортними даними одна трубка сонячного колектора має коефіцієнт корисної дії  $K_{\text{ТР}} = 70\%$  і площу поглинання  $F_{\text{ТР}} = 0,08 \text{ м}^2$ .

$$\text{Тоді } Q_{\text{ТР}} = Q_{\text{СР}} \cdot \frac{K_{\text{ТР}}}{100} \cdot F_{\text{ТР}} = 6,19 \cdot \frac{70}{100} \cdot 0,08 = 0,346 \text{ кВт.}$$

5. Визначаємо кількість трубок, необхідних для забезпечення навантаження.

$$N = \frac{Q}{Q_{\text{ТР}}} = \frac{13,95}{0,346} = 40,3 \text{ трубок.}$$

### Питання для самопідготовки до теми 13

1. Що таке котельна установка, котловий агрегат, які їхні складові частини?
2. Дайте характеристику котлів.
3. Назвіть основні елементи конструкції котлів і визначте їхнє призначення.
4. Охарактеризуйте допоміжні системи і пристрої котлових агрегатів.
5. Для чого призначені теплогенератори? Яка їхня будова?
6. З яких частин складаються водонагрівачі.
7. Розповісти про принцип дії газового пальника інфрачервоного випромінювання.
8. Автоклав, його складові частини, використання.
9. Сонячні колектори, які вони бувають, і їхнє використання.
10. Використання сонячної енергії.

### Тема 14. Тепловий (енергетичний) баланс котла

Тепловий баланс працюючого котла складається на основі результатів теплових випробувань з метою визначення ефективності роботи котла і визначити його ККД. При тепловому розрахунку запроектованого котла тепловий баланс складається на 1кг твердого (рідкого) палива або на  $1 \text{ м}^3$  газоподібного (при  $273\text{K}$  і  $0,1013\text{МПа}$ ) при сталому тепловому режимі роботи котла. За цих умов рівняння теплового балансу, кДж/кг, має вигляд:

$$Q_P^P = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (14.1)$$

де  $Q_P^P$  – 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.

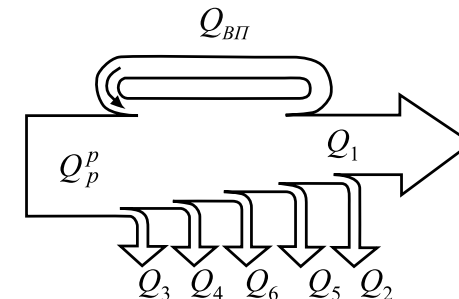


Рис. 14.1. Схема для розрахунку теплового балансу котла

На рис. 14.1 приведена 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 замкнутого потоку, в зв'язку з чим вона в тепловому балансі участі не бере.

Робоча теплота для твердого або рідкого палива, кДж/кг:

$$Q_P^P = Q_H^P + Q_B + i_{ТЛ} + Q_\phi; \quad (14.2)$$

для газоподібного палива, кДж/м<sup>3</sup>:

$$Q_P^P = Q_C^P + Q_B + i_{ТЛ}, \quad (14.3)$$

де  $Q_H^P$  і  $Q_C^P$  – нижча теплота згоряння відповідно до робочої маси твердого або рідкого палива і сухої маси газоподібного палива;  $Q_B$  – теплота, що вноситься з повітрям, що поступило в котел, при підігріві його поза агрегатом стороннім джерелом енергії (відбором пари турбіни т. ін.). У разі відсутності такого підігріву замість  $Q_B$  підставляється значення теплоти, внесеної атмосферним повітрям  $I_{XB}$ ;  $i_{ТЛ}$  – фізична теплота палива;  $Q_\phi$  – теплота, внесена до котла за рахунок розпилу (форсункою) при застосуванні паромеханічних або парових форсунок для розпилювання рідкого палива.

У більшості випадків фізична теплота дуже мала, тому робоча теплота визначається тільки теплою згоряння палива так, що  $Q_P^P \cong Q_H^P$  ( $Q_P^P \cong Q_C^P$ ).

Корисно використана теплота

$$Q_1 = \frac{D_{П.П}(i_{П.П} - i_{П.В}) + D_{Н.П}(i_{Н.П} - i_{П.В}) + D_{П.Р}(i_{П.Р} + i_{П.В})}{B}, \quad (14.4)$$

де  $D_{П.П}$  – витрата перегрітої пари, що виробляється котлом, кг/с;  $D_{Н.П}$  – витрата насиченої пари, відданої споживачам окрім пароперегрівача, кг/с;  $D_{П.Р}$  – витрата продувочної води, кг/с;  $i_{П.П}$ ,  $i_{Н.П}$ ,  $i_{П.Р}$ ,  $i_{П.В}$  – ентальпії відповідно до перегрітої, насиченої пари, продувочної (котлової) і живильної води, кДж/кг;  $B$  – витрата палива, кг/с.

Втрати теплоти з витраченими газами:

$$Q_2 = I_{УХ} - I_{XB}, \quad (14.5)$$

де  $I_{УХ}$  і  $I_{XB}$  – ентальпії відповідно витрачених газів, і холодного повітря.

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, складають 12...23%.

Втрати теплоти від хімічної неповноти згоряння палива (хімічного недопалювання)  $Q_3$  виникають при неповному окисленні горючих елементів палива, коли в продуктах згоряння присутні горючі гази – продукти неповного окислення горючих компонентів палива або його розкладання (СО, Н<sub>2</sub>, СН<sub>4</sub> і ін.), наявність яких визначається на основі хімічного аналізу димових газів. Хімічне недопалювання палива означає, що реакція окислення горючих компонентів палива мала місце, проте вона не завершена – у складі продуктів згоряння присутні речовини, здібні до подальшого окислення з виділенням теплоти.

Причинами, що викликають хімічну неповноту згоряння палива, є: 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 топкок знаходяться в межах 0,5...3%, камерних топкок – 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 (в 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 окислення.

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. При спалюванні твердого палива втрати  $Q_5$  є другими основними втратами теплоти, для промислових котлів вони можуть досягати 10...12% і більше. При шаровому спалюванні основними складовими  $Q_5$  є втрати з провалом з шлаком, а при камерному спалюванні – з віднесенням. При теплотехнічних розрахунках котлів, що працюють на рідкому або газоподібному паливі, цю складову теплового балансу не враховують.

Втрати теплоти від зовнішнього охолодження  $Q_6$  залежать від розмірів і температури зовнішньої поверхні котла та температури навколишнього повітря. Втрати  $Q_6$  залежать від продуктивності котла і складають від 0,1...0,5% в сучасних котлах, до

4...6% в допоміжних котлах. При експлуатації їх визначають на основі теорії теплообміну за даними вимірювання температури зовнішніх стін котла і навколишнього повітря.

Втрати  $Q_7$  з фізичною теплотою шлаків залежать від кількості шлаків, що видаляються з котла, їхньої теплоємності і температури. В більшості випадків вони незначні, але при рідкому шлаковидаленні вони збільшуються до 1...5%. У котлах, що працюють на рідкому або газоподібному паливі,  $Q_7 = 0$ .

Відношення корисно використаної в котлі теплоти до робочої представляє ККД котла

$$\eta_K = \frac{Q_1}{B Q_P}, \quad (14.6)$$

або у відносних величинах

$$\eta_K = 1 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6, \quad (14.7)$$

$$\text{де } q_i = \frac{Q_i}{Q_P}.$$

За формулою (14.6) розраховується ККД парогенератора по прямому балансу.

За формулами (14.6) і (14.7) розраховується ККД котельної установки бруто. При обліку витрат котла на власні потреби (привід насосів, вентиляторів, димососів т. ін.), що становлять близько 4%, визначається ККД нетто.

### Питання для самопідготовки до теми 14

1. Запишіть тепловий баланс парового котла.
2. Надайте вираз для підрахунку ККД котла.

### Тема 15. Розрахунок теплового балансу приміщення

При складанні балансу тепла і вологи для приміщення (офіс, майстерня, сушарка, теплиця, сховище, склад та ін.) повинні 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 наступними складовими: тепловтрати в результаті різниці температур зовні і всередині приміщення через стіни, дахи, підлоги, вікна й двері. Ця різниця тем-

ператур влітку є позитивною, у результаті чого відбувається приплив тепла всередину приміщення, а взимку – негативною, і напрямок теплового руху міняється; тепlopостачання через заklenі площі від сонячного випромінювання; зовнішня вентиляція і повітря, що проникає 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 якоюсь мірою може бути використане у якості безкоштовного “охолоджувача” приміщень. Слід зазначити, 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 складаються, в основному, з:

- тепла, виділеного людьми;
- тепла, виділеного лампами, освітлювальними і електро побутовими приладами: холодильниками, плитами та ін.;
- тепла, виділеного працюючими приладами й устаткуванням: комп'ютерами, друкувальними пристроями, фотокопіювальними машинами та ін.

У виробничих і технологічних приміщеннях різного призначення додатковими джерелами тепловиділення може 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.

Всі перераховані внутрішні теплові навантаження є завжди позитивними, і 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 з зоотехнічними вимогами та розрахунками ми повинні забезпечити необхідний повітрообмін та температуру повітря для родильного відділення на 10 корів.

Визначимо необхідну кількість теплоти, необхідну для опалення



тваринницького приміщення за допомогою теплового балансу:

$$Q_{on} = Q_{oz} + Q_6 - Q_m, \text{ кДж/год}, \quad (15.1)$$

де  $Q_{oz}$  – втрати теплоти через зовнішні огорожі приміщення, кДж/год;  $Q_6$  – теплота, яка виноситься з приміщення повітрям при вентиляції, кДж/год;  $Q_m$  – 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

$$Q_{oz} = (K_c \cdot F_c + K_\phi \cdot F_\phi + K_d \cdot F_d + K_{cm} \cdot F_{cm} + K_{ум1} \cdot F_{31} + K_{ум2} \cdot F_{32} + K_{ум3} \cdot F_{33} + K_{ум4} \cdot F_{34}) \cdot (t_6 - t_p) \text{ кДж/год}, \quad (15.2)$$

де  $K_c, K_\phi, K_d, K_{cm}$  – коефіцієнти теплопередачі відповідно стін, вікон, дверей, даху, Вт/(м<sup>2</sup> · °С);  $F_c, F_\phi, F_d, F_{cm}$  – площі відповідно стін, вікон, дверей, стелі, м<sup>2</sup>;  $K_{ум1}, K_{ум2}, K_{ум3}, K_{ум4}$  – 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;  $F_{31}, F_{32}, F_{33}, F_{34}$  – площі відповідно 1, 2, 3, 4 – ї зон підлоги, м<sup>2</sup> (рис. 15.1);  $t_6$  – температура повітря в приміщенні;  $t_p$  – температура зовнішнього повітря. Кількість теплоти, що втрачається при вентиляції приміщення:

$$Q_6 = L_{гол} \cdot C \cdot \rho \cdot (t_6 - t_p) \text{ кДж/год}, \quad (15.3)$$

де  $L_{гол}$  – обмін повітря, необхідний для усунення з приміщення зайвої вологи, м<sup>3</sup>/год;  $C$  – теплоємність повітря, Дж/(кг · град), в інтервалі температур від – 30 до +50 °С можна прийняти  $C = 1$ ;  $\rho$  – густина повітря при  $t_6$  і допустимій відносній вологості повітря  $\phi$ , кг/м<sup>3</sup>.

Густина повітря становить:

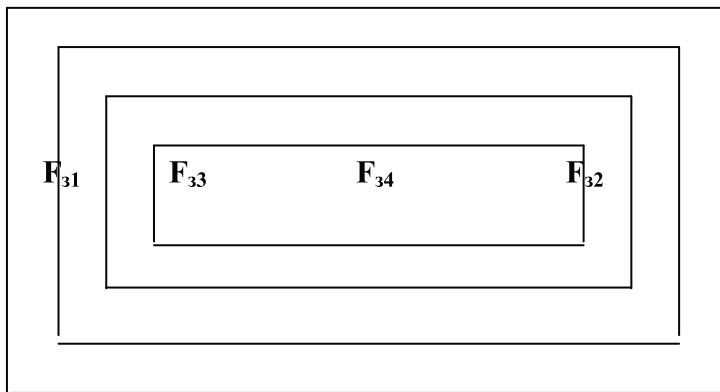


Рис. 15.1. Розподіл підлоги у приміщенні на зони

$$\rho = \frac{P}{287 \cdot T} - 0,0013 \frac{\phi \cdot P_{н.н}}{T} \text{ кг/м}^3, \quad (15.4)$$

де  $P$  – атмосферний тиск повітря, Па;  $P_{н.н}$  – тиск насиченої водяної пари, приймаємо згідно з (табл. Д.5), Па;  $\phi$  – відносна вологість повітря в приміщенні;  $T$  – абсолютна температура ( $T = t \text{ °С} + 273 \text{ °С}$ ), К.

Вільна теплота, яка виділяється всіма тваринами, що знаходяться в приміщенні:

$$Q_m = q_m \cdot m \text{ кДж/год}, \quad (15.5)$$

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.

Розрахункова потужність нагрівачів, потрібних для обігріву приміщення, визначаємо за формулою

$$P_p = \frac{Q_{on}}{3600 \cdot \eta_{on}} \text{ кВт}, \quad (15.6)$$

де  $\eta_{on}$  – к.к.д. опалювальної установки, приймаємо  $\eta_{on} = 1$ .

#### Приклад

Приміщення: родильне відділення на 10 голів. Температура повітря в родильному відділенні  $t_p = 15 \text{ °С}$ . Повітрообмін в приміщенні становить 2000 м<sup>3</sup>/год. Для створення мікроклімату приймаємо припливно-витяжну установку типу ПВУ-4 продуктивністю 4000 м<sup>3</sup>/год.

Розрахунок кількості обігрівачів для родильного відділення.

Розрахунок кількості обігрівачів для родильного відділення.

Вихідні дані для розрахунку:  $K_c = 0,4$ ,  $K_\phi = 21$ ,  $K_d = 25$ ,  $K_{cm} = 3$ ,  $K_{ум1} = 1,97$ ,  $K_{ум2} = 0,84$ ,  $F_c = 90 \text{ м}^2$ ,  $F_\phi = 5 \text{ м}^2$ ,  $F_d = 8 \text{ м}^2$ ,  $F_{cm} = 66 \text{ м}^2$ ,  $F_{31} = 54 \text{ м}^2$ ,  $F_{32} = 12 \text{ м}^2$ ,  $t_6 = +15 \text{ °С}$ ,  $t_p = -20 \text{ °С}$ ,  $L_{гол} = 750 \text{ м}^3/\text{год}$ ,  $C = 1$ ,  $P = 99978 \text{ Па}$ ,  $P_{н.н} = 1227 \text{ Па}$ ,  $\phi = 70\%$ ,  $T = 283 \text{ К}$ ,  $q_m = 2400 \text{ кДж/год}$ ,  $m = 10 \text{ гол}$ ,  $\eta_{on} = 1$ .

Визначимо втрати теплоти через зовнішні огорожі (стіни, вікна, двері, стелю, підлогу) за формулою

$$Q_{oz} = (0,4 \cdot 90 + 21 \cdot 5 + 25 \cdot 8 + 3 \cdot 66 + 1,97 \cdot 54 + 0,84 \cdot 12) \cdot (15 + 20) = 19663 \text{ кДж/год}.$$

Визначимо густину повітря:

$$\rho = \frac{99978}{287 \cdot 288} - 0,0013 \frac{70 \cdot 1227}{287} = 0,84 \text{ кг/м}^3.$$

Визначимо кількість теплоти, що втрачається при вентиляції приміщення:

$$Q_g = 750 \cdot 1 \cdot 0,84 \cdot (15 + 20) = 18920 \text{ кДж/год.}$$

Вільна теплота, яка виділяється всіма тваринами, що знаходяться в приміщенні:

$$Q_m = 2400 \cdot 10 = 24000 \text{ кДж/год,}$$

тоді:

$$Q_{on} = 19663 + 18920 - 24000 = 14583 \text{ кДж/год.}$$

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  $W_T = 1,5 \text{ кВт.}$

Розрахуємо кількість нагрівачів:

$$n_n = W_p / W_T = 4,05 / 1,5 = 2,7 \text{ приймаємо } n = 3.$$

### Питання для самопідготовки до теми 15

1. Складові теплового балансу приміщення.
2. Розрахунок теплового забезпечення приміщення.

### Тема 16. Витрата теплоти в системах теплопостачання

Теплова енергія, що виробляється котельнею ( $Q_{КОТ}$ ), витрачається на опалювання будівель ( $Q_O$ ), нагрів повітря в установках штучної вентиляції ( $Q_B$ ), гаряче водопостачання ( $Q_{Г.В}$ ), виробничо-технологічні потреби ( $Q_{ПП}$ ), власні потреби котельної ( $Q_{СН}$ ) і транспортні втрати ( $Q_{ТР}$ ). Таким чином,

$$Q_{КОТ} = Q_O + Q_B + Q_{Г.В} + Q_{ПП} + Q_{СН} + Q_{ТР}. \quad (16.1)$$

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 поступають зовні ( $Q_M$ ). Опалювальна система повинна компенсувати всі види втрат, тобто

$$Q_O = Q_T + Q_{ИФ} + Q_M. \quad (16.2)$$

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 від устаткування (печі, ванни, нагрітий матеріал, нагріті трубопроводи, електродвигуни), що дозволить 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 до об'єму будівлі і залежить від його призначення.

Для визначення потреби в тепловій енергії на опалювання використовують наступні початкові дані:

- тепловтрати будівлею* (цеком 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 наступних значень, %:

|  |    |
|--|----|
| для будівель полегшеного (барачного) типу  | 15 |
| для кам'яних будівель у перший сезон опалювання:   |    |
| травень-червень  | 12 |
| липень-серпень   | 20 |
| вересень   | 25 |
| протягом опалювального сезону  | 30 |
| для будівель, розташованих на підвищеннях, біля 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 |
| більше 10 м/с  | 30 |

Кліматологічні дані для розрахунку опалювальних навантажень: розрахункова температура зовнішнього повітря  $t_{P,о}$ , середня температура зовнішнього повітря за опалювальний сезон  $t_{Cp,c}$  і тривалість

опалювального періоду  $\tau$  приймаються по СНіП «Будівельна кліматологія і геофізика». Об'єм будівель приймають за даними типових або індивідуальних проектів, а при їхній відсутності встановлюють безпосереднім вимірюванням.

Середню розрахункову температуру внутрішнього повітря для житлових і службових приміщень, розташованих у місцевостях з  $t_{CP,C}$  мінус 31°C, 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 (при необхідності підтримки в них позитивної температури) приймають рівною 5 °С, якщо за особливими умовами приміщення або особливостями технології виробництва не потрібна інша температура.

За наявності індивідуальних або типових проектів будівель річна потреба в тепловій енергії на опалювання, ГДж:

$$Q_{O,ГО} = Q_O \frac{t_{BH} - t_{CP,O}}{t_{BH} - t_{P,O}} \tau_O \tau_{O,ДІБ} 10^{-6}, \quad (16.3)$$

де  $Q_O$  – втрати теплової енергії при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для даної місцевості, ГДж/ч;  $t_{BH}$  – середня розрахункова температура внутрішнього повітря опалювальних приміщень °С;  $t_{CP,O}$  – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, °С;  $t_{P,O}$  – розрахункова температура зовнішнього повітря для проєктування °С;  $\tau_O$  – тривалість опалювального періоду в році, діб;  $\tau_{O,ДІБ}$  – тривалість роботи системи опалювання

за добу, год/добу (приймають – 24 год. для житлових, адміністративно-побутових будівель, 16 год. для складів і гаражів).

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, у цьому випадку:

$$Q_{O,ГОД} = 3,6q_O V_O (t_{BH} - t_{CP,O}) \tau_O \tau_{O,ДІБ} 10^{-6}, \quad (16.4)$$

де  $q_O$  – питома опалювальна характеристика, Вт/(м<sup>3</sup>·К);  $V_O$  – об'єм будівлі, м<sup>3</sup>.

За наявності типових і індивідуальних проектів систем припливно-витяжної вентиляції витрата теплової енергії на вентиляцію визначається, виходячи з розрахункових значень за формулою (без рециркуляції):

$$Q_{O,ГОД} = Q_B \frac{t_{BH} - t_{CP,O}}{t_{BH} - t_{P,O}} \tau_B \tau_{B,ДІБ} 10^{-6}, \quad (16.5)$$

де  $Q_B$  – максимальна годинна витрата теплової енергії на вентиляцію за проєктом, кДж/год;  $\tau_B$  – тривалість опалювального періоду (за вирахуванням неробочих днів), діб;  $\tau_{B,ДІБ}$  – 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:

$$k_t = \frac{t_{BH} - t_{CP,O}}{18 - t_{P,O}}. \quad (16.6)$$

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):

$$Q_{O,ГОД} = 3,6q_B V_B (t_{BH} - t_{CP,O}) \tau_B \tau_{B,ДІБ} 10^{-6}, \quad (16.7)$$

де  $q_B$  – питома тепла вентиляційна характеристика будівлі, кДж/(м<sup>3</sup>·год·К);  $V_B$  – вентиляований об'єм будівлі, м<sup>3</sup>.

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,

$$Q_{Г.В.} = cH_{Г.В}^4 n(55 - t_X), \quad (16.8)$$

де  $c$  – теплоємність води, кДж/(кг °С);  $H_{Г.В}^4$  – норма споживання

гарячої води споживачем, л/год;  $n$  – розрахункове число споживачів, тобто число жителів, ліжок, місць; 55 – розрахункова температура гарячої води °C;  $t_x = 5$  °C – температура холодної водопровідної води.

Річна потреба в тепловій енергії, ГДж, на гаряче водопостачання цехів підприємства:

$$Q_{Г.В.ГОД} = cH^4_{Г.В}n(55 - t_x)\tau_{Г.В}\tau_{Г.В.ДІБ} 10^{-6}, \quad (16.9)$$

де  $\tau_{Г.В}$  – тривалість роботи системи гарячого водопостачання в році, діб;  $\tau_{Г.В.ДІБ}$  – час роботи системи гарячого водопостачання за добу, год/доб.

Річна потреба в тепловій енергії на гаряче водопостачання житлових будинків, адміністративних будівель, дитячих садів і інших неvirобничих приміщень, ГДж:

$$Q_{Г.В.ГОД} = [cH^{ДІБ}_{Г.В}n(55 - t_{ХЗ})\tau_0 + \kappa(55 - t_{ХЛ})(350 - \tau_0)]10^{-6}, \quad (16.10)$$

де  $H^{ДІБ}_{Г.В}$  – норма витрати гарячої води на одиницю вимірювання, л/доб;  $t_{ХЗ}$  і  $t_{ХЛ}$  – температура холодної водопровідної води відповідно взимку і влітку °C;  $\tau_0$  – тривалість опалювального сезону, діб; 350 – число днів роботи системи гарячого водопостачання за рік;  $\kappa$  – 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 по відношенню 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  $\kappa_1$ , який приймається наступним:

| Число жителів, осіб. | $\kappa_1$ | Число жителів, осіб. | $\kappa_1$ |
|----------------------|------------|----------------------|------------|
| 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       |

При нецілодобовій подачі гарячої води на потреби гарячого водопостачання або протягом неповного тижня норма витрати гарячої води зменшується шляхом введення поправних коефіцієнтів. Середню температуру води в системах централізованого гарячого водопостачання з безпосереднім розбором гарячої води з трубопроводів

теплової мережі приймають не 55 °C, а 65 °C, норми витрати гарячої води визначають коефіцієнтом 0,85.

За відсутності даних температуру холодної водопровідної води приймають взимку  $t_{ХЗ} = 5$  °C, а влітку –  $t_{ХЛ} = 15$  °C.

Для укрупнених розрахунків потреби в тепловій енергії на гаряче водопостачання встановлюють на 100 робітників: 6 душових і 3 умивальники загального користування з тривалістю роботи 4 години протягом доби. Протягом року потреба в тепловій енергії на одного робітника складає 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:

$$Q_{ОТП} = Q_{РЕАЛ} + Q_{П}. \quad (16.11)$$

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 рази і більш, то в основу розрахунків беруть нормативні втрати, що приймаються за даними Інструкції 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:

$$Q_{П} = Q_{П}^{ПОД} + Q_{П}^{ОБР} = \sum (\beta qL), \quad (16.12)$$

де  $Q_{П}^{ПОД}$  і  $Q_{П}^{ОБР}$  – нормативні значення теплових втрат відповідно в подаючій і зворотній лініях, Вт;  $\beta$  – коефіцієнт втрати теплоенергії арматурою і компенсаторами; при безканальній підземній прокладці – 1,15; у тунелях і каналах – 1,2; при надземній прокладці – 1,25;  $q$  – нормативні втрати теплової енергії тепломережами, Вт/м;  $L$  – довжина трубопроводів, м.

Втрати теплової енергії в теплопроводах за рік визначають як добуток нормативного значення теплових втрат на час подачі теплоенергії споживачам протягом року.

Витрати теплоти на власні потреби, пов'язані з роботою котла, включають: продування, обдування поверхонь нагріву, роботу

парових насосів, парове дуття, витрата 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.

### 16.1. Графіки витрати енергії

Витрата теплоти на опалювання і вентиляцію визначається сумою добутків годинних витрат теплоти при різних зовнішніх температурах на тривалість одержання цих температур, які можна знайти по довідкових таблицях. Слід зазначити, що кількість теплоти  $Q$  на опалювання і вентиляцію за інших рівних умов приблизно лінійно залежить від температури  $t_H$  зовнішнього повітря (рис. 16.1).

Витрата теплоти  $Q_{Г.В.СР}$  на побутове гаряче водопостачання промислових, житлових і інших будівель, наприклад, середньодобова, кДж/доб:

$$Q_{Г.В.СР} = 24cH^q_{Г.В}n(55 - t_x). \quad (16.13)$$

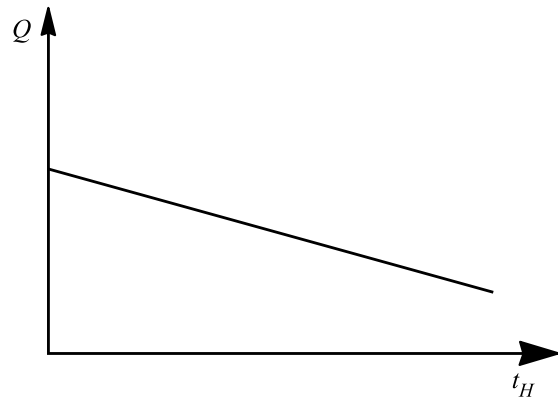


Рис. 16.1. Залежність сумарної витрати теплоти  $Q$  від температури  $t_H$  зовнішнього повітря

Аналіз особливостей теплоспоживання різними підприємствами є необхідною умовою правильного вибору і розрахунку джерела теплоти, а також визначення режиму роботи системи тепlopостачання.

Наочне уявлення про теплоспоживання дають графіки залежності теплоспоживання від часу. Такі графіки будують як для окремих приміщень, так і для районів тепlopостачання в цілому. Аналіз

ефективності роботи систем тепlopостачання зазвичай здійснюється на основі річного графіка сумарного навантаження, який будують підсумовуванням добових графіків споживання теплоти.

На графіку зміни теплового навантаження  $Q$  від часу  $\tau$  (рис. 16.2) площа 0-1-2-3-4-0 відповідає витраті теплоти  $Q$  за весь період  $\tau_0$ , так що  $Q_H = \int_0^{\tau_0} Q d\tau$ . Площа прямокутника з основою  $\tau_0$  дорівнює площі під кривою, та має висоту, відповідну середньому тепловому навантаженню  $Q_{СР} = \int_0^{\tau_0} Q \frac{d\tau}{\tau_0}$ .

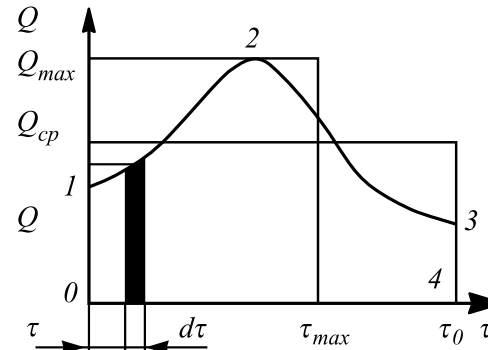


Рис. 16.2. Зміна теплового навантаження  $Q$  в часі від температури зовнішнього повітря

Шляхом побудови рівновеликого прямокутника з висотою  $Q_{max}$  визначається число годин використання максимального теплового навантаження  $\tau_{max}$ . Відношення  $\frac{Q_{max}}{Q_{СР}}$  називається коефіцієнтом годинної нерівномірності витрати теплоти за період часу  $\tau_0$ .

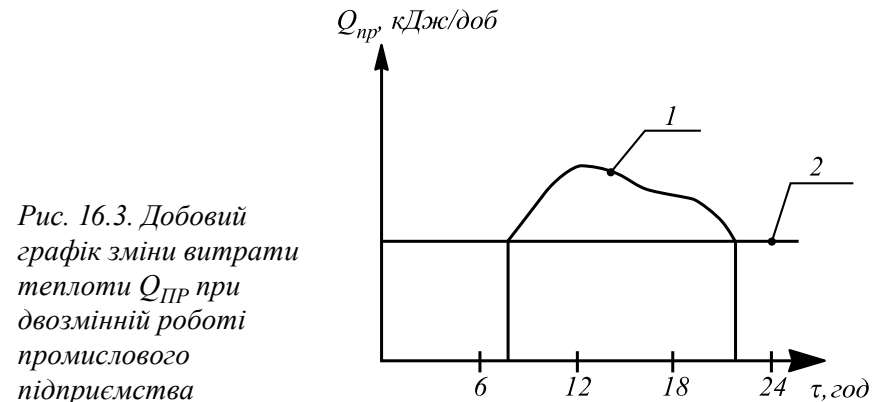


Рис. 16.3. Добовий графік зміни витрати теплоти  $Q_{пр}$  при двозмінній роботі промислового підприємства

Кількість теплоти, що витрачається на виробничі цілі  $Q_{ПР}$  (рис. 16.3), визначається сумою:

$$Q_{ПР} = Q_O + q_{П} П, \quad (16.14)$$

де  $Q_O$  – витрата теплоти, не залежна від кількості продукції, що випускається;  $q_{П}$  – питома витрата теплоти (на одиницю продукції);  $П$  – кількість продукції, що випускається.

Крива 1 (рис. 16.3) відповідає зміні годинної витрати теплоти, горизонталь 2 визначає середньогодинну витрату теплоти за добу.

На деяких промислових підприємствах добовий графік споживання теплоти дуже нерівномірний (рис. 16.4) і характеризується максимальною кількістю теплоспоживання  $Q_{ГВ.мах}$  і середньодобовим  $Q_{ГВ.СР}$

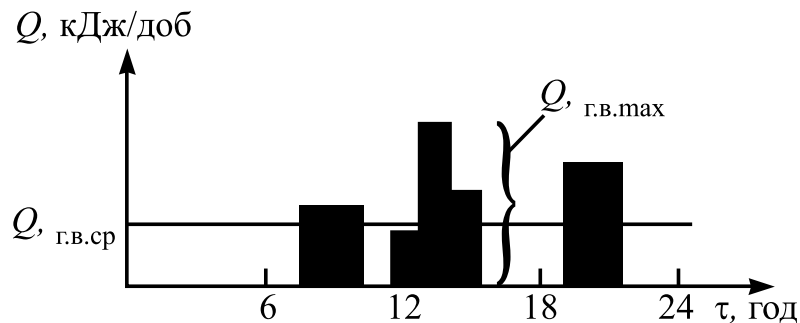


Рис. 16.4. Добовий графік при дуже нерівномірному теплоспоживанні

Добові графіки витрати теплоти будують на підставі розрахунків з використанням нормативних даних про питому витрату 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 тепlopостачання 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. 16.5), 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 тепlopостачання необхідно знати

при їхньому проектуванні, будівництві і регулюванні, а також при налагодці 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.

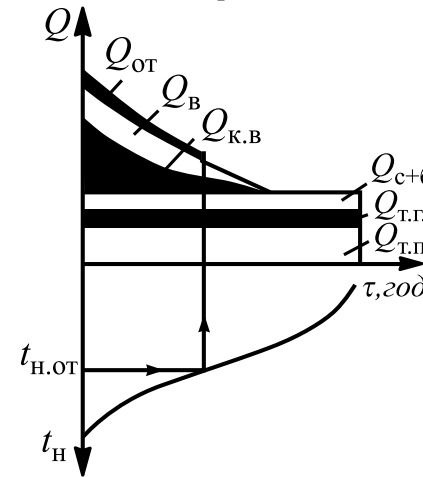


Рис. 16.5. Річний графік витрати теплоти  $Q$  підприємством:

$Q_{OT}$ ,  $Q_B$  і  $Q_{К.В}$  – годинні витрати теплоти відповідно для опалювання, вентиляції і кондиціонування повітря;  $Q_{Т.Г}$ ,  $Q_{Т.П}$  і  $Q_{С.б}$  – середньогодинні витрати теплоти відповідно для технологічних потреб у вигляді пари, гарячої води і для санітарно-побутових потреб;  $t_{H.OT}$  – 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.

### Питання для самопідготовки до теми 16

1. Норми витрати тепла в системах тепlopостачання?
2. Система графічного опису тепlopостачання за добу, сезон, рік.

## Тема 17. Компресорні установки

**Класифікація компресорів.** У 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 молотів, пневматичних пресів, пневмоінструменту, роботи пневматичних переважувальних 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 діляться 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. По конструктивному виконанню компресори витіснення діляться 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  $P_H$  показані на рис. 17.1.

Нині в нашій країні випускаються сотні типорозмірів різних компресорних машин продуктивністю 0,02...12000 м<sup>3</sup>/хв з тиском нагнітання до 250 МПа і потужністю 0,1 кВт...40 МВт. Компресорні машини застосовуються в багатьох галузях народного господарства. При вивченні процесів компресорних машин необхідно враховувати властивості реальних газів і пари. Оскільки внутрішня енергія і ентальпія ідеального газу не залежать від тиску і при однаковій температурі рівні, то внутрішня енергія реального стислого газу при однаковій температурі завжди менша.



Рис. 17.1. 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 вони бувають горизонтальні, вертикальні  $V$ - і  $W$ -подібні. Частота обертання поршневих компресорів 200...1200 хв<sup>-1</sup>. При невеликих частотах обертання потрібна додаткова пасова передача.

По числу ступенів компресори поділяються на одно-, дво- і багатоступінчасті.

Залежно від створюваного тиску поршневі компресори бувають низького тиску, призначені для стиску повітря до 1 МПа, середнього 1...10 МПа і високого 10...100 МПа.

За продуктивністю вони поділяються на компресори малої продуктивності – до 10 м<sup>3</sup>/хв, середньої – 10...100 м<sup>3</sup>/хв і великої – від 100 м<sup>3</sup>/хв і вище.

Компресори малої продуктивності, як правило, виготовляються багатооборотними (з частотою обертання  $700 \text{ хв}^{-1}$  і більше). Поршневі компресори бувають з повітряним і водяним охолодженням.

У *ротаційних* компресорах стиск і нагнітання повітря проводяться ротором, що рівномірно обертається в один бік, з лопатками. Їх застосовують зазвичай при тиску не вище  $1,5 \text{ МПа}$  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 та ін. (рис. 17.2). 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.

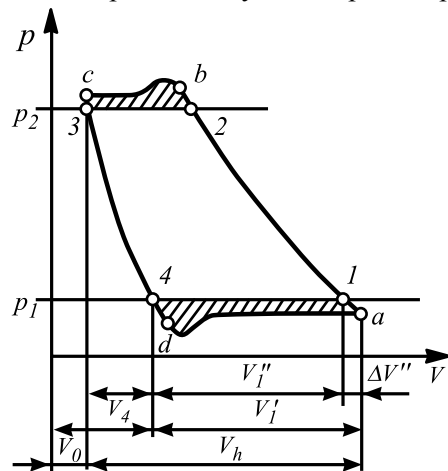


Рис. 17.2. Дійсна індикаторна діаграма

1. На відміну від ідеального в реальному компресорі є шкідливий простір об'ємом  $V_0$ , розміщений між кришкою циліндра і днищем

поршня, що знаходиться 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

$$a = \frac{V_0}{V_h} \quad (17.1)$$

Величина відносного шкідливого об'єму зазвичай складає  $2 \dots 6\%$  і сильно 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  $\Delta p_1$ , залежну головним чином від швидкості проходження повітря через клапан, розмірів впускного трубопроводу і опору повітряного фільтру. 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 нагнітаючій магістралі на величину через опір клапана і нагнітаючого патрубку. Також, як при всмоктуванні, найбільший перепад тиску  $\Delta p_2$  спостерігається в початковий момент відкриття нагнітаючого клапана у зв'язку з подоланням сили пружини, ваги і 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. При розгляді ідеального компресора приймалося, що процес стиску може протікати по ізотермі, адіабаті або політропі з постійним показником  $n$ .

Насправді 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 політропі з  $n > k$ , крива стиску є крутішою за адіабату.

Надалі у міру стиску температура повітря підвищується, і 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 із 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 при перетіканні стислого повітря з нагнітальної магістралі через нагнітальний клапан у циліндр проходить 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  $V_i$  (при визначеному тиску і температурі у впускному патрубку) до робочого об'єму циліндра  $V_h$  називається *коефіцієнтом подачі*

$$\lambda = V_i / V_h. \quad (17.2)$$

Умовно його можна представити у вигляді твору двох коефіцієнтів

$$\lambda = \lambda_{ec} \lambda_{эф}, \quad (17.3)$$

де  $\lambda_{ec}$  – індикаторний коефіцієнт всмоктування;  $\lambda_{эф}$  – коефіцієнт ефективності всмоктування.

Як видно з індикаторної діаграми (рис. 17.2), частина робочого об'єму циліндра, рівна  $\Delta V' = V_4 - V_0$ , не використовується внаслідок розширення повітря з шкідливого простору. Відношення об'єму повітря  $V'_1$ , що дійсно поступило в циліндр, до робочого об'єму циліндра  $V_h$  називається *об'ємним коефіцієнтом*:

$$\lambda_v = \frac{V'_1}{V_h} \quad (17.4)$$

або

$$\lambda_v = \frac{V_h - V'_1}{V_h} = 1 - \frac{V'_1}{V_h} = 1 - \frac{V_4}{V_h} + \frac{V_0}{V_h}. \quad (17.5)$$

Об'єм повітря  $V_h$  знаходять з відношення параметрів у політропному процесі розширення повітря з шкідливого простору з показником політропи  $n$ :

$$V_4 = V_0 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} = V_0 \beta^{1/n}, \quad (17.6)$$

де  $\beta$  – ступінь підвищення тиску.

Підставляючи в (17.5) значення  $V_4$  з (17.6) і пам'ятаючи, що  $a = V_4 / V_h$ , отримуємо:

$$\lambda = 1 - a\beta^{1/n} + a = 1 - a(\beta^{1/n} - 1). \quad (17.7)$$

Як видно з 17.7, об'ємний коефіцієнт залежить від об'єму шкідливого простору, ступеня підвищення тиску і показника політропи розширення.

В кінці всмоктування (точка  $a$ ) тиск повітря завжди менше атмосферного через опір у всмоктуючій магістралі. Тому тиск  $p_1$  забезпечується лише в точці 1, внаслідок чого спостерігається втрата робочого об'єму, що дорівнює  $\Delta V'' = V''_1 - V''_1$ .

Відношення об'ємів  $V''_1$  і  $V''_1$ , що характеризує зменшення об'єму всмоктуваного повітря через гідравлічні втрати при всмоктуванні, називається коефіцієнтом тиску:

$$\lambda_p = V''_1 - V''_1. \quad (17.8)$$

Добуток об'ємного коефіцієнта на коефіцієнт тиску називається індикаторним *коефіцієнтом всмоктування*:

$$l_{ec} = \lambda_p \lambda_v. \quad (17.9)$$

*Коефіцієнт ефективності всмоктування* може бути представлений також у вигляді твору двох приватних коефіцієнтів підігріву  $\lambda_t$  і герметичності  $\lambda_2$ :

$$\lambda_{эф} = \lambda_t \lambda_2. \quad (17.10)$$

На індикаторній діаграмі об'єм  $V''_1$  не відображає зниження продуктивності дійсного компресора в порівнянні з ідеальним унаслідок підвищення температури повітря в період всмоктування від гарячих поверхонь. Зменшення маси газу в циліндрі в результаті підвищення температури характеризується *коефіцієнтом підігріву*  $\lambda_t$ .

*Коефіцієнт герметичності*  $\lambda_2$  характеризує зниження продуктивності компресора в результаті витоків через нещільність в поршневих кільцях, клапанах і сальниках.

Коефіцієнт ефективності  $\lambda_{ef}$  всмоктування залежить від конструкції компресора, ступеня його зношеності, дотримання правил експлуатації і коливається в межах 0,8...0,95.

Знаючи коефіцієнт подачі компресора  $\lambda$ , можемо знайти дійсний об'єм всмоктуваного повітря:

$$V_1 = \lambda V_h = [1 - a(\beta^{1/n} - 1)] \lambda_p \lambda_t \lambda_2 V_h \quad (17.11)$$

і продуктивність компресора, хв.<sup>-1</sup>

$$V = V_h in = [1 - a(\beta^{1/n} - 1)] \lambda_p \lambda_t \lambda_2 0,25\pi D^2 S, \quad (17.12)$$

де  $i$  – число впускних порожнин компресора; у компресорах простої дії  $i = 1$ ;  $n$  – частота обертання вала компресора, хв.<sup>-1</sup>;  $D$  – 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 наступну формулу:

$$N_i = p_i \frac{FSn}{60 \cdot 10^3}, \quad (17.13)$$

де  $p_i$  – середній індикаторний тиск, визначений по індикаторній діаграмі (такий постійний тиск, при дії якого на поршень, за один його хід здійснюється робота, рівна роботі повного циклу компресора), Па;  $F$  – площа поршня, м<sup>2</sup>.

За 17.13 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, вона більше від індикаторної на величину механічних втрат:

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m}, \quad (17.14)$$

де  $\eta_m$  – механічний ККД компресора, у сучасних поршневих компресорах при номінальному навантаженні  $\eta_m = 0,85 \dots 0,9$ .

Механічний ККД залежить від індикаторної потужності, тобто навантаження машини:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e} = \frac{N_i}{N_e + N_{mp}} = \frac{1}{1 + N_{mp} / N_i}, \quad (17.15)$$

де  $N_{mp}$  – потужність, що витрачається на подолання сил тертя.

З пониженням навантаження компресора механічний ККД зменшується.

За відсутності індикаторної діаграми потужність, споживану компресором, визначають розрахунковим шляхом. У цьому випадку не враховують шкідливий простір, оскільки він не робить помітного впливу на потужність, що витрачається компресором, оскільки робота, витрачена на стиск у ньому повітря, значною мірою повертається в процесі розширення. Роботу ідеального компресора при ізотермічному, адіабатному і політропних стисках розраховують за формулами, приведеними в главі 5.

Ступінь досконалості компресорних машин не можна оцінювати термічним ККД, оскільки їхній робочий процес не є термодинамічно замкнутим. 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  $L_{uz}$ , до індикаторної роботи (потужності)  $L_i$  споживаної насправді,

$$\eta_{uz} = L_{uz} / L_i = N_{uz} / N_i. \quad (17.16)$$

Потужність, кВт, що витрачається ідеальним компресором з ізотермічним стиском

$$N_{uz} = \frac{p_1 N_1 \ln \frac{p_2}{p_1}}{60 \cdot 10^3} = \frac{p_1 V_{min} \ln \frac{p_2}{p_1}}{60 \cdot 10^3}, \quad (17.17)$$

де  $p_i$  – тиск всмоктуваного повітря, Па;  $V_{min}$  – продуктивність компресора, м<sup>3</sup>/хв.

По величині ізотермічного ККД судять про індикаторні втрати в компресорі, викликаних недосконалістю процесів стиску і розширення, втратами в клапанах, витокami повітря та ін. Ізотермічний ККД істотно залежить від ступеня підвищення тиску  $\beta$ . Така залежність для добре охолоджуваних компресорів представлена на рис. 17.3.

Як видно з рис. 17.3, максимальне значення ізотермічного ККД досягається при  $\beta \approx 3$ . При менших значеннях  $\beta$  він починає різко падати, що пояснюється зростанням відносних втрат енергії в клапанах. Це одна з основних причин недоцільності застосування поршневих компресорів при малих ступенях підвищення тиску  $\beta$ .

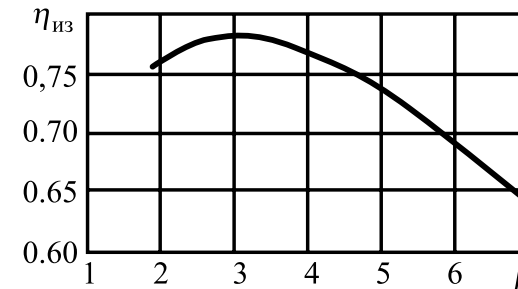


Рис. 17.3. Залежність  $\eta_{uz.n} = f(\beta)$ .

При  $\beta > 3$  ізотермічний ККД  $\eta_{uz}$  також знижується, проте, меншою мірою.

Потужність на валу компресора оцінюють по величині повного ізотермічного ККД, що враховує індикаторні і механічні втрати:

$$\eta_{uz.n} = \eta_{uz} \eta_m = N_{uz} / N_e. \quad (17.18)$$

Потужність на валу реального компресора:

$$N_{uz} = \frac{p_1 V_{\min} \ln \frac{p_2}{p_1}}{60 \cdot 10^3 \eta_{uz} \eta_m} \quad (17.19)$$

Якщо поршневий компресор приводиться в обертання через пасову передачу, то ККД всієї компресорної установки:

$$\eta_{куст} = \eta_{uz} \eta_m \eta_n \quad (17.20)$$

де  $\eta_n$  – ККД пасової передачі.

У більшості сучасних повітряних компресорних установок ККД змінюється в межах від 0,45 до 0,65.

**Межа стиску в одному ступені поршневого компресора.** Граничний ступінь підвищення тиску  $\beta$  у одному ступені компресора залежить від об'єму  $V$  шкідливого простору і допустимої температури повітря в кінці стиску.

На рис. 17.4 приведена індикаторна діаграма компресора, на якій тиск всмоктування  $p_1$  постійний, а тиск у кінці стиску  $p_2$  весь час підвищується (від  $p_2$  до  $p'_2$  і  $p''_2$ ).

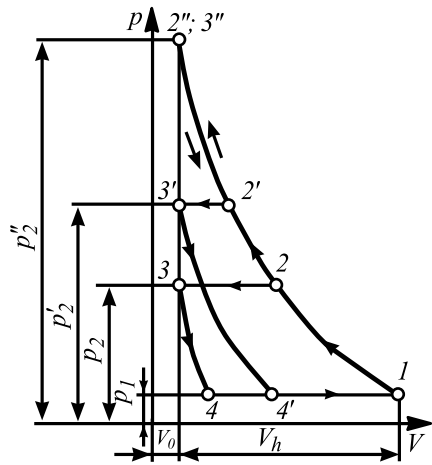


Рис. 17.4. Схема для визначення ступеня підвищення тиску в одному ступені поршневого компресора

З його підвищенням зменшується кількість повітря, що подається в напірну магістраль, і збільшується кількість повітря, що залишається в шкідливому об'ємі компресора. Досягши тиску  $p''_2$ , лінії стиску і розширення зливаються і подача повітря в напірну магістраль припиняється. Отриманий у цьому випадку ступінь підвищення тиску  $\beta$  є граничним, а об'ємний ККД компресора дорівнює нулю.

Граничний ступінь підвищення тиску  $\beta$  може бути знайдений з

(17.6) при  $\lambda_v = 0$ :

$$1 - a(\beta^{1/n} - 1) = 0, \quad (17.21)$$

звідки

$$\beta = \left( \frac{1}{a} + 1 \right)^n \quad (17.22)$$

Для отримання високого тиску повітря застосовують багато-ступінчатий стиск з охолодженням його після кожного ступеня спеціальним холодильником. Термодинамічні основи багато-ступінчатого стиску повітря в компресорі були розглянуті в темі 5.

Число ступенів  $m$ , необхідне для досягнення заданого кінцевого тиску, приймають в наступних межах:

|                 |        |         |          |          |
|-----------------|--------|---------|----------|----------|
| $p$ , МПа ..... | до 0,6 | 0,5...3 | 1,3...15 | 3,5...40 |
| $m$ .....       | 1      | 2       | 2...3    | 3...4    |

При збільшенні числа ступенів стиску повітря компресор все більш наближається до ізотермічного процесу, при цьому додаткова економія роботи, що досягається введенням нового ступеня, знижується.

### Питання для самопідготовки до теми 17

1. Що називають компресором? Дайте їхню класифікацію.
2. Опишіть конструкцію компресора.
3. Запишіть вираз для коефіцієнта подачі компресора і дайте відповідні пояснення.
4. Дайте класифікацію вентиляторів.

### Тема 18. Штучні способи охолодження. Холодильники

У будь-якому природному процесі здійснюється мимовільний перехід теплоти від тіл з високою температурою до тіл з нижчою температурою, тобто відбувається природне охолодження, при якому 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 значно велика витрата енергії. Теплоту, відведену від тіла в процесі охолодження, зазвичай називають *холодом*.

Сучасна техніка дозволяє отримувати будь-які низькі температури. Низькі температури умовно діляться на три діапазони: *помірно низькі* (273...120 К), *криогенні* (120...0,5 К) і *наднизькі* (0,5...0 К). Чим нижче температура, тим більше витрати енергії і матеріалів потрібно для отримання холоду.

**Основні поняття, використані при розгляді робочих процесів холодильних машин.** Розглянемо деякі поняття і визначення, що використані в холодильній техніці.

Перш за все, необхідно зупинитися на понятті *холод*. Такого поняття в термодинаміці немає. Це умовний термін, який слід розуміти 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 теплоносій (холодоносій, 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 теплоносій, навколишнє середовище та ін. Температура ДВТ також може бути постійною (наприклад, температура навколишнього середовища) або змінною (наприклад, температура води, що нагрівається).

У термодинамічній теорії велике значення має поняття *навколишнє середовище*. Навколишнє середовище характеризується, перш за все, тим, що його параметри не залежать від роботи холодильної машини або якої-небудь системи. Таким чином, 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 служити: атмосферне повітря, вода великих водоймищ, гірські породи, ґрунт та ін.

Крім того, параметри навколишнього середовища повинні зна-

ходитися 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 і фізичні властивості робочої речовини роблять значний вплив на показники зворотних циклів. Робоча речовина здійснює зворотний цикл за рахунок механічної або іншого виду енергії. Розрізняють три різновиди зворотних циклів: холодильний, теплового насоса, а також комбінований (теплофікаційний).

Холодильна машина працює по *холодильному циклу* і призначена для охолодження якого-небудь середовища або підтримки низької температури в охолоджуваному приміщенні у тому випадку, коли теплота від джерела низької температури (охолоджуваного 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 хладогентами. Будь-який цикл включає декілька процесів, і принаймні, один з них повинен супроводитися 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 протікає 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:

зміна агрегатного стану (фазові перетворення), що супроводжується поглинанням теплоти (плавлення, пароутворення, розчинення солі);

розширення стислого газу з отриманням зовнішньої роботи; дроселювання;

вихровий ефект;

термоелектричне охолодження;

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 при низькій температурі при нормальному атмосферному 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 °С. 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<sub>2</sub>) з льодом. Залежно від відсотка вмісту солей у сумішах їх температура плавлення може бути знижена відповідно до –21,2 і –55 °С.

Температура плавлення визначається тиском і залишається постійною в період переходу тіла з твердого стану в рідкий. Кількість теплоти  $q_{II}$ , 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 звану *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 °С. Якщо в ємності з водою понизити тиск 0,001 МПа, то вода закипить при 4 °С. Хладагент R22 при тиску 0,1 МПа кипить при температурі – 40,8 °С, із зменшенням тиску до 0,06 МПа температура кипіння знизиться до –50 °С. Якщо ємність з хладагентом R22 помістити в приміщення і з'єднати з атмосферою, то рідина в ємності кипітиме при температурі – 40,8 °С. Оскільки температура в приміщенні вище температури кипіння рідини, то теплота пароутворення 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 °С рівна 2500 кДж/кг. Випарне охолодження водою застосовують при високій температурі кипіння хладагента. Температура кипіння і плавлення хладагента 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  $q_{II}$  і пароутворення  $r$ , внаслідок 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 адіабатного розширення стислого газу супроводжується зниженням температури. Зв'язок між тиском і температурою для ідеального газу в адіабатному процесі виражається співвідношенням:

$$T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{(k-1)/k},$$

де  $k$  – показник адіабати.

У адиабатному процесі розширення теплообмін з навколишнім середовищем відсутній, тому вся внутрішня енергія повністю перетворюється 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  $t_1 = 20\text{ }^\circ\text{C}$ , адиабатно розширюється до 0,1 МПа, то при  $k = 1,4$  його кінцева температура  $t_2 = -193,4\text{ }^\circ\text{C}$ .

Примусове розширення газів, що супроводиться пониженням їхньої температури, здійснюється в розширювальних машинах – поршневих детандерах і турбодетандерах (рис. 18.1).

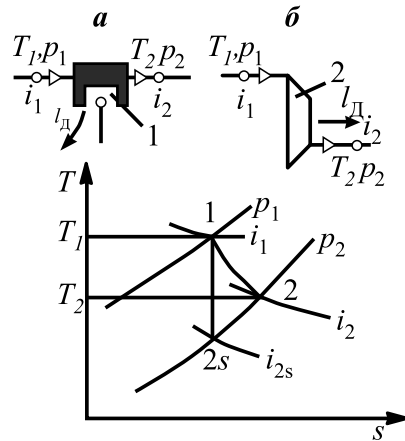


Рис. 18.1. Схеми детандування в поршневому детандері (а) і турбодетандері (б):  
1-2s – адиабатне розширення;  
1-2 – дійсне розширення

Зміна ентальпії (без урахування витоків і теплопритоків) при детандуванні

$$-\Delta i_d = i_1 - i_2 = (i_1 - i_2) \eta_s,$$

де  $\eta_s$  – адиабатний 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. 18.2).

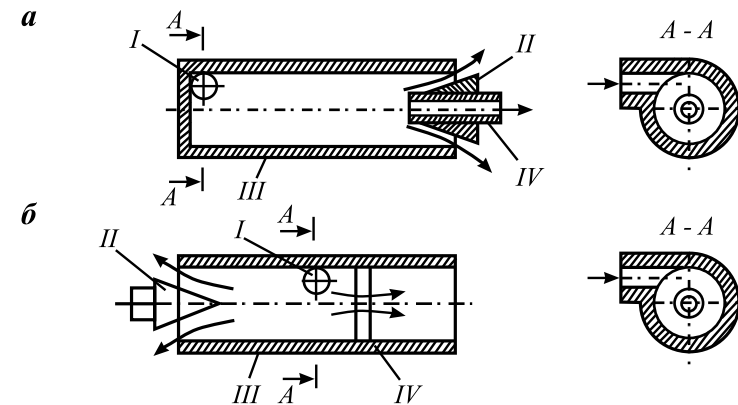


Рис. 18.2. Схеми прямої (а) і протитої (б) вихрових труб

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 обертовий 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 діаметра) 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 розшарування 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 трубці 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.

Вияткова 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 різноматеріальних пропускється постійний струм, один із спаїв починає нагріватися, а інший – охолоджуватися. Це явище носить назву термоелектричного ефекту або ефекту Пельте. Таким чином, при проходженні електричного струму через ланцюг, складений з різних напівпровідників, у місцях контактів (спаїв) виділяється або поглинається теплота.

На рис. 18.3 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.

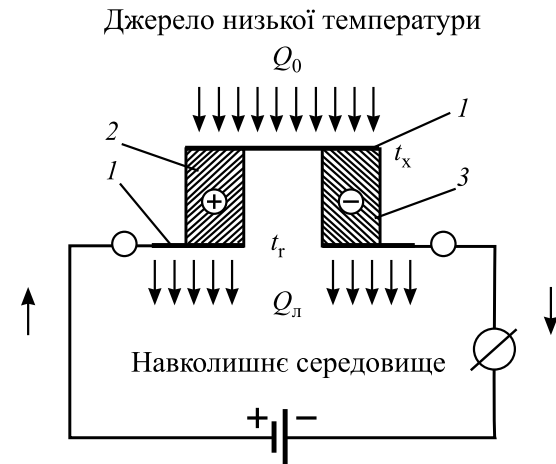


Рис. 18.3. Схема напівпровідникового елемента

На нижньому спаї температура підвищиться до  $t_r$ , 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 спаїв термоелемента, які починають нагріватися. Перепад температур між гарячими і холодними спаями досягає 60 °С.

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.

### 18.1. 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 ( $5\dots 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ , це тепло землі, води на глибині  $3\dots 5$  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 теплопостачання, так і для отримання електроенергії в турбогенераторі.

Ефективність теплового насоса характеризується *коефіцієнтом трансформації теплоти*, який іноді називають *опалювальним коефіцієнтом*  $\mu_p = q_2 / |l_u| = 1 + \varepsilon$ .

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. 18.4 ( $p_k$  і  $p_n$  – тиск відповідно в компресорі і насосі).

Теплота  $q_2$  передається на споживач при підвищеній температурі  $T_2$ . Для реальних теплових насосів коефіцієнт трансформації теплоти знаходиться в межах  $\mu_p = 3\dots 5$ . Це означає, що при витраті  $1\text{ кВт}$  механічної енергії (роботи) можна отримати  $3\dots 5\text{ кВт}$  теплоти високого температурного потенціалу ( $T_2$ ), використовуючи ще більш низькопотенціальну теплоту з температурою  $T_0$  або  $T_1$ .

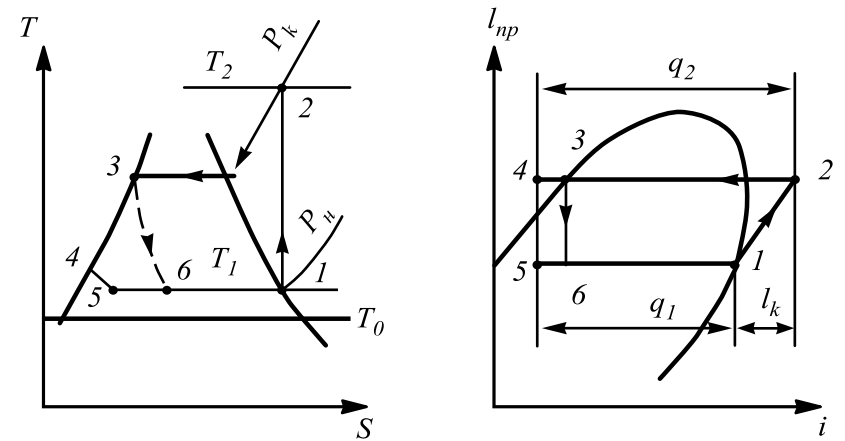


Рис. 18.4. Схема підвищення температурного рівня теплоти системи охолодження за допомогою компресорного теплового насоса

Теплові насоси є надзвичайно перспективними машинами, які можуть значно збільшити ефективність використання енергії в багатьох сферах народного господарства.

**Теплові насоси.** 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 палива.

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  $\mu_p$ .



Як і холодильний коефіцієнт  $\varepsilon$ , коефіцієнт  $\mu_p$  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 тепло, 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. 18.5.

Зовнішнє низькопотенційне джерело тепла 1 вентилятором (або вода насосом) прокачується через теплообмінник випарника 2 і віддає теплоту  $Q_U$  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  $Q = Q_U + N_K$ .

Як приклад, приведемо характеристики теплового насоса НТ 80. Він працює за простою схемою одноступінчатого стиску з поршневым компресором у двох режимах – тепло або холодозабезпечення.

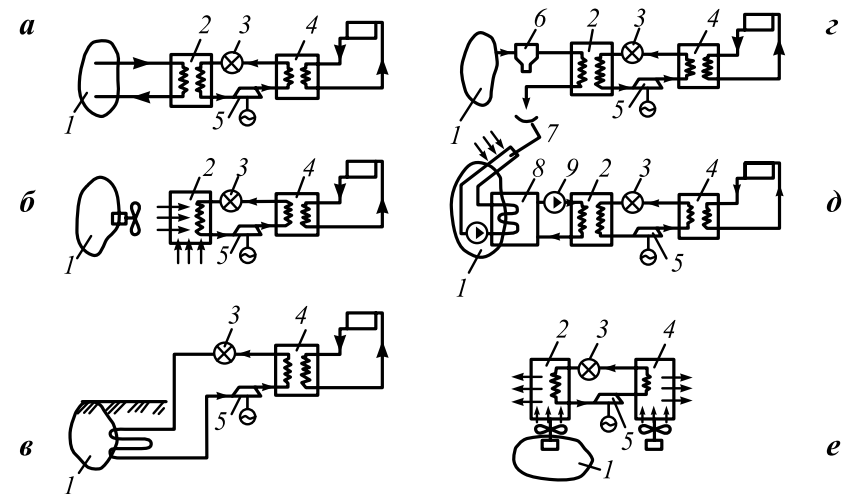


Рис. 18.5. Принципові схеми теплових насосів, що використовують джерела низькопотенційної теплової енергії для опалювання приміщення:

*a* – води (водоїм рік, озер, морів); *б* – повітря, що видаляється (для теплопостачання); *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

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 м<sup>3</sup>/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 м<sup>3</sup>/год води, охолодженої до +5 °С, або холодний теплоносій (розсіл) з температурою до –25 °С. Холодопродуктивність не перевищує 40 кВт. Загальна спожита потужність складає 43 кВт. Тепловий насос автоматизований. Перемикання з режиму теплопостачання на режим холодозабезпечення здійснюється вручну.

## 18.2. Системи охолодження двигунів. Пробка радіатора

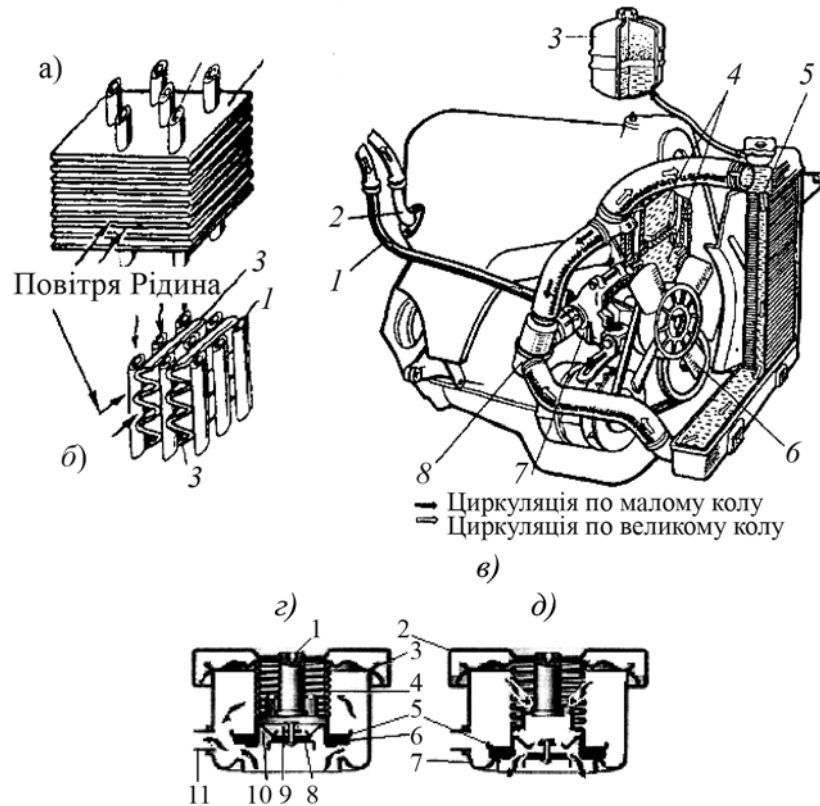


Рис. 18.6. Система охолодження двигуна:

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 сердцевина; б) трубчаста стрічкова сердцевина; в) пробка радіатора в системі охолодження двигуна: [1 – центральний стержень; 2 – корпус пробки; 3 – дискова пружина; 4 – пружина впускного клапана; 5 г – впускний клапан; 6 – прокладка впускного клапана; 7 – горловина радіатора; 8 г – 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)

**Системи охолодження двигунів.** У системах охолодження двигунів застосовуються як алюмінієві радіатори (теплообмінники) з пластмасовими бачками і трубчастою пластинчастою сердцевиною (рис. 18.6,а), так і нерозбірні латунні радіатори з трубчастою стрічковою сердцевиною (рис. 18.6,б), що мають заливну горловину. Заливна горловина радіатора закривається пробкою (рис. 18.6,в), в якій є впускний (паровий) 5 і впускний (повітряний) 8 клапани.

Пробка радіатора працює наступним чином. Впускний клапан 5 відкривається при підвищенні тиску в системі охолодження до  $0,5 \text{ кгс/см}^2$ . Збільшення тиску в системі охолодження дозволяє підвищити температуру кипіння охолоджуючої рідини до  $110 \text{ }^\circ\text{C}$ . 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 відкривається при зниженні тиску в системі до  $0,09 \text{ кгс/см}^2$  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 сердцевини радіатора під дією атмосферного тиску повітря.

### Питання для самопідготовки до теми 18

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).

## Тема 19. Двигуни внутрішнього згоряння

### 19.1.Класифікація, схеми ДВЗ

Перший двигун внутрішнього згоряння, що працює на газі, був виготовлений Н.А. Отто у Німеччині в 1877 р. Горюча суміш в цьому двигуні утворювалася за межами циліндра, а запалювалася від електричної іскри. Даний двигун став прототипом сучасного газового і карбюраторного двигунів.

Двигун, працюючий на легких сортах палива, в Росії був спроектований і виготовлений у 1885 р. І.С. Костовчем. Він призначався для повітроплавних апаратів.

У 1893 р. Р. Дизелем (Німеччина) був запропонований і в 1897 р. виготовлений двигун внутрішнього згоряння, працюючий на газі з самозайманням палива, яке подавалося безпосередньо в циліндр через форсунку. Паливо самозаймалося за рахунок високої температури повітря в циліндрі, що утворювалася внаслідок його стискування. Розпилювалося воно в двигуні Дизеля стиснутим повітрям, створюваним компресором з приводом від вала двигуна. Пізніше такі двигуни назвали компресорними.

Російський вчений Г.В. Трінклер у 1901 р. створив двигун з займанням палива від стиску, в якому його розпилювання відбувалося за рахунок енергії палива, стиснутого в насосі до високого тиску (безкомпресорний дизель). Відсутність у двигуні компресора дозволила без погіршення якості розпилювання палива підвищити його економічність.

Нині в різних галузях промисловості застосовують винятково безкомпресорні двигуни внутрішнього згоряння із самозайманням від високої температури, які називають *дизелями*.

Із російських вчених великий внесок до розвитку і вдосконалення двигунів внутрішнього згоряння внесли В.І. Гріневецький, Е.К. Мазінг, Н.Р. Бріллінг, Б.С. Стечкін і інші.

Двигуни внутрішнього згоряння класифікують за такими ознаками:

1) за числом тактів за робочий цикл – на чотиритактні і двотактні. У чотиритактних двигунах робочий цикл здійснюється за чотири ходи поршня (такти), або за два оберти колінчастого вала; а в двотактних – за два ходи поршня, або один оберт колінчастого вала;

2) за термодинамічним циклом – двигуни з підведенням тепла при постійному об'ємі (карбюраторні і газові); з підведенням тепла при постійному тиску (компресорні дизелі); із змішаним підводом тепла – частково при постійному об'ємі і частково при постійному тиску (безкомпресорні дизелі);

3) за способом сумішоутворення – двигуни із зовнішнім сумішоутворенням, в яких робоча суміш утворюється за межами циліндра за допомогою карбюратора (карбюраторні двигуни) або змішувача (газові двигуни); двигуни з внутрішнім сумішоутворенням, в яких робоча суміш утворюється у середині циліндра розпилюванням палива в камері згоряння (дизелі);

4) за способом займання робочої суміші – двигуни з запалюванням суміші від стороннього джерела – електричної іскри (карбюраторні і газові); двигуни із займанням суміші від стиску (дизелі);

5) за видом палива, що застосовується – двигуни, що працюють на легкому паливі (бензині, лігроїні, газі); на важкому паливі (дизельному паливі, моторному паливі, газойлі); на газоподібному паливі (природному і генераторному газі);

6) за швидкохідністю – тихохідні і швидкохідні. Показником швидкохідності двигуна є середня швидкість поршня  $C_u = \frac{Sn}{30}$ . При середній швидкості поршня менше 6,5 м/с двигуни вважаються тихохідними, а більше 6,5 м/с – швидкохідними;

7) за частотою обертання колінчастого вала: до 250 хв<sup>-1</sup> – малооборотні; 250...750 хв<sup>-1</sup> – підвищеної оборотності; до 750...1500 хв<sup>-1</sup> – середньооборотні; понад 1500 хв<sup>-1</sup> – високооборотні;

8) за числом циліндрів – двигуни одноциліндрові і багатоциліндрові (до 12 циліндрів);

9) за розташуванням циліндрів (рис. 19.1) – на двигуни з однорядним вертикальним, V- і W- подібним розташуванням циліндрів та ін. На мобільних енергетичних засобах використовують двигуни за схемами, а і б.

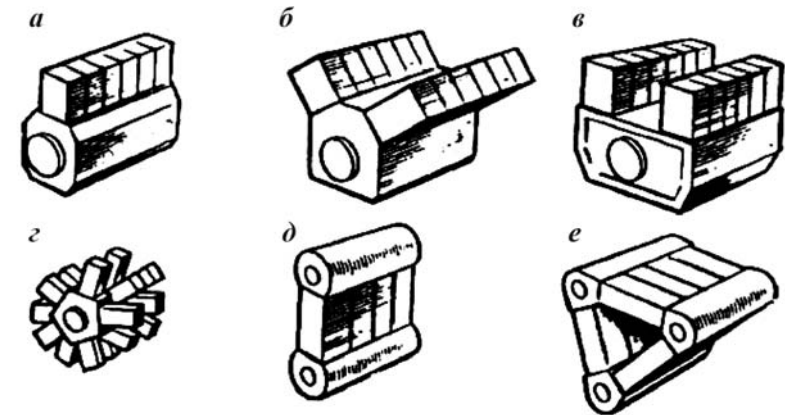


Рис. 19.1. Схеми двигунів:

а – однорядні; б – V-подібні; в – здвоєні з паралельним розташуванням рядів; з – зіркоподібні; д – з протилежно рухомими поршнями; е – Δ-подібні

10) за конструкцією поршня – на двигуни тронкові і крейцкопфні (рис. 19.2). Поршень в тронкових двигунах (рис. 19.2, а) безпосередньо сполучений з шатуном, і його нижня тронкова частина служить повзуном, який передає тиск поршня на стінки циліндра.

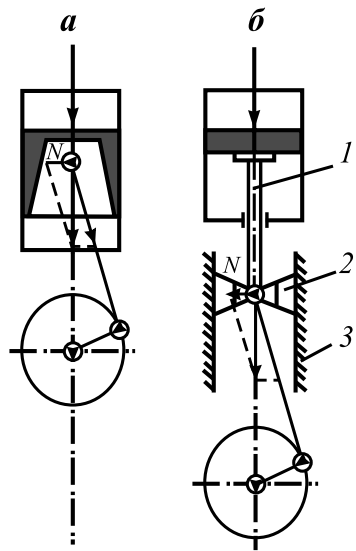


Рис. 19.2. Схеми тронкового (а) і крейцкопфного (б) двигунів

У крейцкопфних двигунах (рис. 19.2, б) поршень встановлений на шток 1, який сполучений із спеціальним повзуном (крейцкопфом) 2. Останній переміщується по направляючих 3, які сприймають бічний тиск  $N$ . До переваг тронкового двигуна відносяться менші його висота і маса рухомих деталей, що особливо важливе для швидкохідних двигунів. Їхнім недоліком є сильний еліптичний знос циліндра. На мобільних енергетичних засобах використовують двигуни виключно тронкового типу;

11) за наявності пристрою, що змінює напрям обертання колінчастого вала – двигуни реверсивні і неревверсивні;

12) за призначенням – двигуни автомобільні, тракторні, тепловозні, суднові, стаціонарні та ін.

**Чотиритактний карбюраторний двигун.** Основними елементами чотиритактного карбюраторного двигуна (рис. 19.3) є картер 1, циліндр 7 і головка циліндра 8. Ці деталі жорстко сполучені між собою і утворюють остов двигуна. У циліндрі переміщується поршень 9, сполучений шарнірно поршневим пальцем 11 з шатуном 3. У нижній частині шатун сполучений з кривошипом колінчастого вала 16. Кривошипно-шатунний механізм перетворює зворотно-поступальний рух поршня в обертальний рух колінчастого вала. Паливно - повітряна суміш, приготована в карбюраторі 13, через впускний клапан 12 надходить у циліндр двигуна. Вона запалюється від електричної свічки 10, до якої підводиться струм високої напруги від індукційної котушки через переривник 14.

Продукти згоряння видаляються з циліндра через випускний клапан 6. Впускний і випускні клапани відкриваються в необхідні моменти часу під впливом кулачків розподільного вала 4, а закриваються під дією пружин 5. Розподільний вал і переривник системи запалювання обертаються від колінчастого вала двигуна через шестерні 15. При згорянні палива в циліндрі утворюється високий тиск газів. Тому, щоб уникнути прориву їх у картер, поршень у циліндрі

ущільнюється компресійними кільцями 17, які встановлюються в канавки на боковій поверхні поршня. Кільця притискаються до циліндра під впливом сил пружності і тиску газів  $p$ .

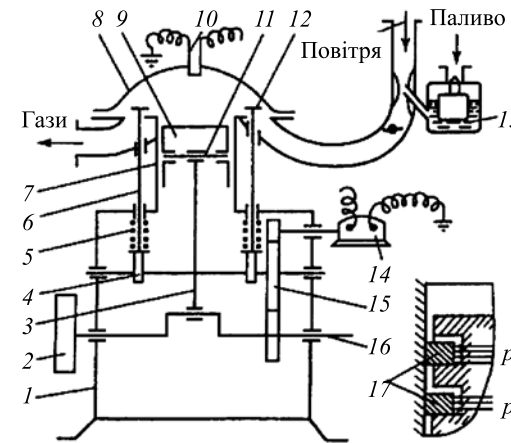


Рис. 19.3. Схеми чотиритактного карбюраторного двигуна

На кінці вала двигуна встановлено маховик 2, який зменшує нерівномірність обертання колінчастого вала, а в чотиритактних двигунах з числом циліндрів менше чотирьох – також для виведення поршня з мертвих точок.

Об'єм, що звільняється поршнем у циліндрі при русі від верхньої до нижньої мертвої точки, називається *робочим об'ємом*  $V_h$ . Робочий об'єм всіх циліндрів двигуна визначається за формулою

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4000} S i, \text{ л}, \quad (19.1)$$

де  $D$  – діаметр циліндра, см;  $S$  – хід поршня, см;  $i$  – число циліндрів двигуна.

Об'єм циліндра над поршнем при знаходженні його у ВМТ називається *камерою стиску* або *камерою згоряння* і позначається літерами  $V_c$ .

Відношення повного об'єму циліндра  $V_c + V_h$  до об'єму камери згоряння  $V_c$  називається *ступенем стиску*.

Робочий процес будь-якого двигуна, у тому числі і чотиритактного карбюраторного, найзручніше розглядати за допомогою індикаторної діаграми. По осі абсцис відкладають об'єми, зайняті робочим тілом, а по осі ординат – тиск газів у циліндрі при різних положеннях поршня (рис. 19.4). Горизонтальна штрих-пунктирна лінія, нанесена на діаграмі, відповідає атмосферному тиску.

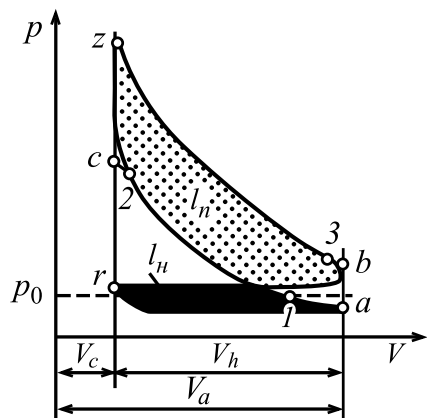


Рис. 19.4. Індикаторна діаграма чотиритактного карбюраторного двигуна

*Перший такт* – впуск горючої суміші (лінія  $ra$ ). Він починається з руху поршня від ВМТ до НМТ при відкритому впускному клапані. На початку такту об'єм камери стиску  $V_c$  заповнений залишковими газами при тиску  $0,105...0,125$  МПа (точка  $r$ ). При подальшому переміщенні поршня тиск у циліндрі знижується,

стає рівним атмосферному, а потім – нижче за нього. Внаслідок розрідження, що створилося в циліндрі, атмосферне повітря поступає в карбюратор, який служить для приготування пальної суміші, змішується з паливом і заповнює надпоршневий простір у циліндрі. В кінці впуску (точка  $a$ ) тиск робочої суміші становить  $0,07...0,095$  МПа, а температура –  $70...100$  °С. Підвищення температури робочої суміші в процесі всмоктування пояснюється її зіткненням з гарячими деталями двигуна і перемішуванням із залишковими газами.

*Другий такт* – стиск робочої суміші. Поршень рухається від НМТ до ВМТ (лінія  $a-c$ ). На початковій стадії такту стиску тиск в циліндрі до точки 1 менше атмосферного, тому на цій ділянці при відкритому впускному клапані ще відбувається заповнення циліндра робочою сумішшю. При подальшому русі поршня внаслідок запізнювання закриття впускного клапана при значній частоті обертання, а отже, і великому швидкісному напорі робочої суміші можлива дозарядка циліндрів. Проте слід мати на увазі, що в цей період при малій частоті обертання не виключений викид суміші в атмосферу. Після закриття впускного клапана починається власне процес стиску робочої суміші в циліндрі. Тиск у кінці стиску (точка  $c$ ) залежно від ступеня стиску  $\epsilon$  складає  $0,6...1,0$  МПа, а температура –  $350...450$  °С. Ступінь стиску в карбюраторному двигуні вибирається таким, щоб температура в кінці стиску була нижча за температуру самозаймання парів бензину, і забезпечувалося бездетонаційне згоряння палива.

В кінці такту стиску, коли поршень підходить до ВМТ (точка 2), спрацьовує пристрій запалювання, внаслідок чого між електродами свічки утворюється електрична іскра, від якої запалюється робоча суміш.

*Третій такт* – згоряння робочої суміші і розширення продуктів згоряння. Обидва клапани закриті (лінія  $c-z$ ). Згоряння палива супроводжується виділенням великої кількості тепла, що призводить до різкого підвищення температури (до  $1800...2300$  °С) і тиску (до  $2...4$  МПа). Продукти згоряння, розширюючись, переміщують поршень від ВМТ до НМТ і здійснюють при цьому корисну роботу (лінія  $z-b$ ).

При розширенні температура і тиск газів у циліндрі знижуються. Для кращого очищення циліндра від відпрацьованих газів і для зменшення роботи випуску відпрацьованих газів, впускний клапан відкривається раніше приходу поршня в НМТ.

У момент відкриття впускного клапана (точка 3) тиск у циліндрі складає  $0,3...0,5$  МПа. Внаслідок значного перепаду тиску між циліндром і впускним колектором видалення газів відбувається з великою швидкістю. При цьому тиск газів у циліндрі різко знижується.

*Четвертий такт* – впуск відпрацьованих газів. Поршень рухається від НМТ до ВМТ. Впускний клапан відкритий. Відбувається впуск відпрацьованих газів з циліндра в атмосферу (лінія  $b-r$ ). Температура відпрацьованих газів –  $650...900$  °С.

У розглянутому чотиритактному карбюраторному двигуні корисна механічна робота здійснюється тільки під час розширення газів у циліндрі, тому третій такт називають *робочим*. Останні три такти є допоміжними і виконуються за рахунок роботи інших циліндрів і інерції маховика.

Робота газів у циліндрі за цикл дорівнює різниці позитивної площі індикаторної діаграми, обмеженої лініями стиску і розширення  $l_n$ , і негативної площі, утвореної лініями впуску і випуску  $l_v$ .

$$l_u = l_n - l_v$$

Показник  $l_u$  називається *наосною втратою двигуна*. Її, як правило, відносять до загальної суми механічних втрат у двигуні.

Потужність карбюраторного двигуна регулюється кількістю пальної суміші, що надходить у циліндр.

Економічність карбюраторних двигунів залежить від ступеня стиску. Чим більший ступінь стиску  $\epsilon$ , тим вище ККД двигуна. Карбюраторні двигуни, що працюють на бензині, мають ступінь стиску  $7,5...10$ , що працюють на газі –  $9...11$ .

Застосування легких палив і зовнішнього сумішоутворення полегшує пуск двигуна і дозволяє виготовляти їх з великою частотою обертання  $n = 3000...5000$  хв<sup>-1</sup>, що забезпечує малі масу і розміри двигуна.

Чотиритактні карбюраторні двигуни застосовують на автотранспортних засобах, легкових, вантажних автомобілях та інших пересувних установках невеликої потужності.

**Двотактний карбюраторний двигун.** Робочий цикл у двотактних двигунах здійснюється за два ходи поршня, або за один оберт колінчастого вала. У цих двигунах впуск пальної суміші і випуск відпрацьованих газів замінені продувкою циліндрів, що виконується під тиском при знаходженні поршня у НМТ. Підвищений тиск робочої суміші зазвичай створюється поршнем у внутрішній порожнині картера двигуна. Така продувка циліндрів називається *кривошипно-камерною*.

Принципова схема двотактного карбюраторного двигуна з кривошипно-камерною продувкою приведена на рис. 19.5.

У нижній частині циліндра на одному його боці розміщуються впускні 1 і випускні 2 вікна, а на іншій – перепускні 4, які з'єднані з внутрішньою порожниною картера двигуна. Вікна відкриваються і закриваються поршнем. Для поліпшення продувки циліндра на днищі поршня є виступ 3, що направляє потік робочої суміші у верхню частину циліндра.

У двотактних двигунах частина ходу поршня, яку він здійснює при відкритих перепускних і випускних вікнах, вважається за неробочу. Відповідний цьому ходу поршня об'єм циліндра називається *втраченим*  $V_b$ . Дійсний робочий об'єм циліндра  $V_h$  у двотактних двигунах менше об'єму, що описується поршнем  $V_h$  при його переміщенні від ВМТ до НМТ, на величину  $V_b$ .

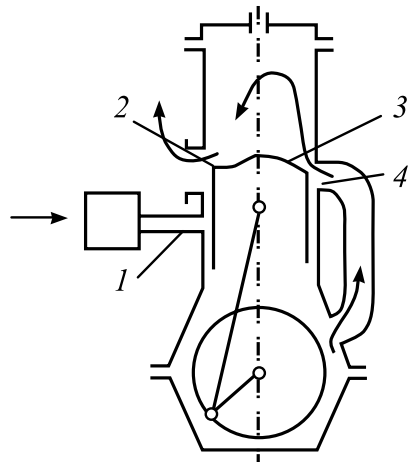


Рис. 19.5. Схема двотактного карбюраторного двигуна

У зв'язку з цим, у двотактних двигунах розрізняють два ступені стиску – геометричний

$$\varepsilon' = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (19.2)$$

і дійсний

$$\varepsilon' = \frac{V_h - V_b + V_c}{V_c} \quad (19.3)$$

Втрачений об'єм  $V_b$  в автомобільних карбюраторних двигунах досягає 20...25% від об'єму, що описується поршнем.

Розглянемо принцип роботи двигуна (рис. 19.5).

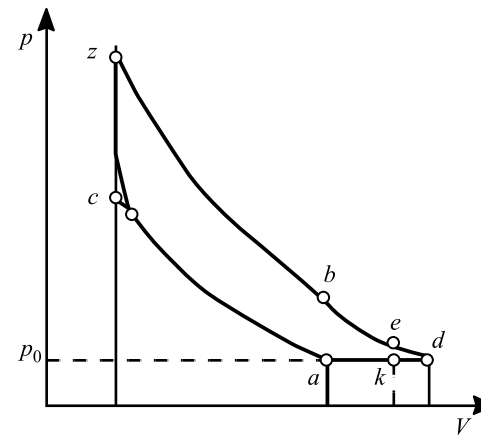


Рис. 19.6. Індикаторна діаграма двотактного карбюраторного двигуна

Якщо поршень рухається вгору, в картері створюється розрідження. При ході до ВМТ поршень своєю нижньою кромкою відкриває впускне вікно, і в картер з карбюратора

засмоктується пальна суміш. Одночасно в надпоршневому просторі пальна суміш стискується (лінія  $a-c$  на рис. 19.6). Після її займання від електричної іскри (точка  $l$ ) проходить згоряння палива, внаслідок чого тиск в циліндрі різко зростає (лінія  $c-z$ ). Під дією тиску поршень переміщується від ВМТ до НМТ, здійснюючи робочий хід (лінія  $z-b$ ). При цьому тиск і температура газів знижуються. Після закриття нижньою кромкою поршня впускного вікна починається стиск пальної суміші в картері.

При подальшому русі поршня вниз його верхня кромка спочатку відкриває випускні вікна (точка  $b$ ) і починається випуск відпрацьованих газів з циліндра, а потім – перепускні вікна (точка  $e$ ). До моменту їх відкриття тиск у циліндрі знижується з 0,4...0,6 МПа до тиску продувки.

Стиснута в картері пальна суміш під тиском 0,11...0,125 МПа через перепускні вікна надходить у циліндр, витісняючи з нього залишкові продукти згоряння. При знаходженні поршня в НМТ випускні і перепускні вікна відкриті повністю (точка  $d$ ). Під час руху поршня від НМТ до ВМТ спочатку закриваються перепускні (точка  $k$ ), а потім – випускні (точка  $a$ ) вікна. Процес випуску газів і наповнення циліндрів пальною сумішшю називається *продувкою циліндрів*. У період продувки циліндрів частина суміші викидається в атмосферу і в циліндрі залишається до 25% по масі відпрацьованих газів. Це знижує економічність двигуна і зменшує його літрову потужність.

На індикаторній діаграмі процес випуску показано лінією  $b-d-a$ , а процес наповнення –  $e-d-k$ .

Перевагами двотактних двигунів у порівнянні з чотиритактними є:  
 – простіша конструкція внаслідок відсутності клапанів і приводів до них;

– велика потужність при однакових частоті обертання і об'ємі циліндрів (теоретично потужність повинна зростати в два рази. Практично внаслідок поганого очищення циліндра від залишкових газів і неповного використання робочого об'єму його потужність зростає всього в 1,4...1,6 разів);

– велика рівномірність обертання колінчастого вала, що дозволяє використовувати легші маховики;

– менший рівень шуму при роботі.

Незважаючи на вказані переваги, двотактні карбюраторні двигуни використовуються порівняно рідко. Це пояснюється їхньою низькою економічністю, викликаною великою втратою пальної суміші в період продувки, а також високою тепловою напруженістю основних деталей.

Двотактні карбюраторні двигуни широко застосовуються лише як мотоциклетні двигуни, а також у деяких малопотужних стаціонарних установках.

**Чотиритактний дизель.** Пальна суміш у дизелях на відміну від карбюраторних двигунів утворюється безпосередньо в самому циліндрі, а запалюється під дією високої температури, отриманої в результаті стискування повітря з високою швидкістю і мілкорозпиленості палива. Циліндри 3 двигуна (рис. 19.7), закриті кришками 9, спираються на станину 1, яка кріпиться до рами 19. Простір, утворений станиною і фундаментною рамою, називається *картером* 16. У автотракторних дизелях при їхній невеликій потужності циліндри і станину виконують у вигляді одного відливання і називають *блок-картером*. Знизу блок-картер закривається піддоном, в якому знаходиться масло.

У циліндрі переміщується поршень 6, шарнірно з'єднаний поршневим пальцем 5 з підшипником 4 шатуна 2. У нижній частині шатуна знаходиться підшипник 17, що охоплює шатунну шийку колінчастого вала 20, який обертається в підшипниках 18. Паливна форсунка 10, впускний 11 і випускний 8 клапани розміщуються в головці циліндрів. Відкриваються клапани газорозподільним механізмом, що складається з розподільного вала з кулачками 15, штовхачів 7 і 13, важелів 12, що впливають на штоки клапанів 8 і 11. Розподільний вал отримує рух через шестеренну передачу від колінчастого вала. Закриваються клапани під дією пружин.

Паливо до форсунки подається паливним насосом 14, що приводиться в дію від колінчастого вала двигуна. Для якісного розпилювання палива і перемішування його з повітрям паливо подається під тиском 12...50 МПа. Індикаторна діаграма чотиритактного дизеля наведена на рис. 7.1 (див. тему 7.2).

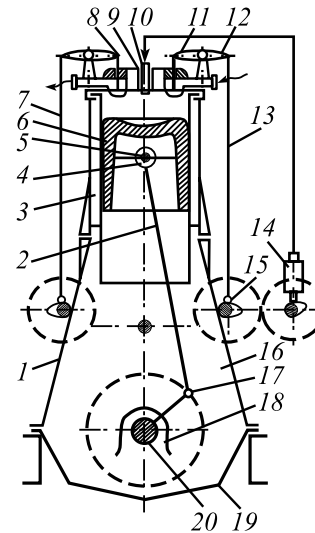


Рис. 19.7. Схема чотиритактного дизеля

Робочий цикл чотиритактного дизеля протікає в такій послідовності.

*Перший такт* – впуск повітря. Поршень рухається від ВМТ до НМТ, і в циліндр через відкритий впускний клапан поступає атмосферне повітря (лінія *r-a*). Тиск у циліндрі в період цього такту нижче атмосферного і знаходиться в межах  $p_a = (0,8 - 0,9)p_0$ . Температура повітря в кінці впуску 45...60 °С.

*Другий такт* – стиск повітря. Так само, як і в карбюраторному двигуні, впускний клапан закривається з деяким запізненням, внаслідок чого в циліндр поступає додаткова кількість повітря. Після закриття впускного клапана тиск і температура стиснутого повітря підвищуються.

Щоб забезпечити самозаймання палива, в дизелях необхідно отримати в кінці стиску температуру 450...700 °С, для чого ступінь стиску  $\epsilon$  має дорівнювати 13...17. При підході поршня до ВМТ (точка 2) паливний насос через форсунку впорскує паливо в камеру згоряння.

Паливо займається і згорає частково при знаходженні поршня у ВМТ, а частково після ВМТ. При цьому тиск у циліндрі підвищується до 4,5...9,0 МПа, а температура досягає 1600...1900 °С.

*Третій такт* – згоряння палива і розширення продуктів згоряння. Поршень рухається від ВМТ до НМТ, тобто продовжується згоряння, а потім починається розширення продуктів згоряння. У дизелів ступінь розширення газів значно вищий, ніж у карбюраторних двигунів. Внаслідок цього температура відпрацьованих газів у дизелів нижче і рівна 500...600 °С, що зменшує втрату тепла з відпрацьованими газами, підвищує економічність двигуна. В кінці робочого ходу при тиску в циліндрі 0,5...0,6 МПа (точка 3) відкривається випускний клапан і починається випуск відпрацьованих газів. До приходу поршня в НМТ тиск у циліндрі досягає 0,11...0,12 МПа.

*Четвертий такт* – випуск. Поршень рухається до ВМТ. Продовжується випуск з циліндра відпрацьованих газів через відкритий випускний клапан.

Потужність дизеля регулюється зміною кількості палива, яке подається в циліндр.

**Двотактний дизель.** Для продувки циліндрів в двотактних дизелях на відміну від двотактного карбюраторного двигуна використовується не пальна суміш, а атмосферне повітря. У зв'язку з цим втрата частини заряду повітря при продувці трохи впливає на економічність двигуна.

Як правило, в дизелях для продувки застосовують спеціальний продувочний ротаційний або відцентровий насос, що має привід від вала двигуна, що дозволяє майже повністю видаляти з циліндра продукти згорання. При цьому кількість повітря, що подається за час продувки, за об'ємом має бути на 30-50% більше від об'єму циліндрів.

На відміну від розглянутого двотактного карбюраторного двигуна двотактний дизель (рис. 19.8) обладнаний спеціальним продувочним 1 і паливним 6 насосами, форсункою 4. Робочий процес двотактного дизеля приведений на діаграмі (див. рис. 7.4). Частина приведеної індикаторної діаграми, що зображає процеси стиску, згорання і розширення, практично однакова з індикаторною діаграмою чотиритактного дизеля. Тиск і температура повітря і газів на початку і кінці вказаних процесів мають практично ті ж значення, що і в чотиритактних дизелях.

Випуск відпрацьованих газів із циліндра починається (див. рис. 7.4 і 19.8), як тільки верхня кромка поршня привідкриває випускні вікна 5 (точка *b*). При подальшому русі поршня відкриваються продувочні вікна 3 (точка *e*) і повітря тиском 0,115...0,120 МПа з ресивера 2 продувочного насоса надходить у циліндр. Продувка циліндрів продовжується при русі поршня до НМТ, і далі при зворотному його ході до ВМТ, поки не закриються продувочні вікна (точка *к*). Випускні вікна закриваються дещо пізніше (точка *a*), і на ділянці діаграми *к-а* відбувається витіснення частини повітря, що поступило в циліндр при його наповненні.

*Перевагами дизеля* в порівнянні з карбюраторним двигуном є: більший ККД (на 30...35%) внаслідок вищого ступеня стиску; можливість використання важких і дешевих сортів палива; велика надійність у тяжких умовах роботи.

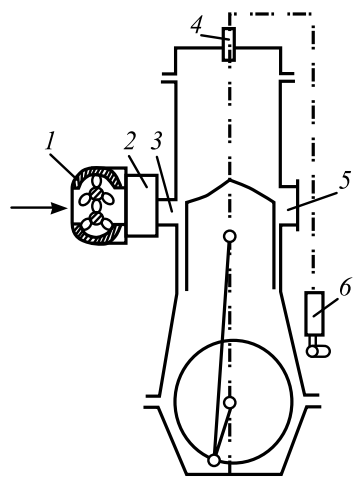


Рис. 19.8. Схема двотактного дизеля

До *недоліків дизеля* слід віднести наступне: велика маса, що доводиться на 1 кВт потужності, на 40...70% більше маси карбюраторного двигуна, що обумовлене більш високим тиском у циліндрах, а отже, і великими розмірами деталей двигунів, а також меншою частотою обертання, якій пропорційна потужність; велика первинна вартість (приблизно у 1,5 рази). Внаслідок складної і необхідної точності виготовлення паливної апаратури; значна вартість ремонту двигуна; велика шумність роботи двигуна і димність випуску.

Завдяки високій економічності і надійності чотиритактні дизелі є найбільш поширеним типом двигуна, що застосовуються в сільськогосподарському виробництві. Вони встановлюються на автомобілях, тракторах, залізничних і гусеничних кранах, на екскаваторах і інших машинах.

Розглянута схема газообміну двотактного дизеля називається *контурною поперечно-щілинною*. При такій системі продувки моменти початку і закінчення випуску і наповнення циліндра взаємозалежні і на індикаторній діаграмі розташовуються на одній вертикалі. Застосовуються і інші схеми продувки, які будуть розглянуті далі.

Застосування двотактних дизелів перспективніше, ніж двотактних карбюраторних двигунів, оскільки їхні економічні показники мало відрізняються від показників чотиритактних дизелів, що мають найбільший ККД.

Загальним недоліком двотактних двигунів є значна теплова напруженість поршневої групи через велику частоту робочих ходів. Частково цей недолік може бути усунений при використанні прямої клапанно-щілинної схеми газообміну (рис. 19.9).

При такій схемі на бічній поверхні циліндра є тільки продувочні вікна 7, а в головці циліндрів – спеціальні випускні клапани 2, через які видаляються продукти згорання. В період робочого ходу при русі поршня вниз у кінці розширення спочатку відкриваються випускні клапани, тиск у циліндрі падає, а потім верхньою кромкою поршня – продувочні вікна.

Продувочне повітря рухається знизу вгору, витісняючи продукти згорання, що залишилися. При прямої клапанно-щілинній продувці забезпечується інтенсивне охолодження днища поршня і випускних клапанів.

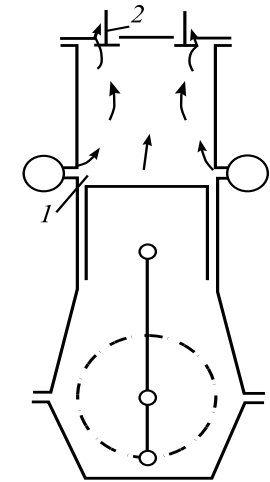


Рис. 19.9. Схема двотактного дизельного двигуна з прямої клапанно-щілинною продувкою клапанів



Двотактні дизелі застосовувалися на вантажних автомобілях і автомобільних підйомних кранах.

**Газообмін у чотиритактних двигунах.** Видалення продуктів згоряння з циліндра і заповнення його свіжим зарядом називається *процесом газообміну*. У двигунах газообмін здійснюється спеціальним газорозподільним механізмом, у задані моменти часу який відкриває і закриває канали, через які видаляються відпрацьовані гази, і поступає свіжий заряд.

Залежно від конструктивного виконання розрізняють клапанні, безклапанні і комбіновані механізми газорозподілу. У чотиритактних двигунах найбільшого поширення набули клапанні механізми газорозподілу. Вони у свою чергу діляться на механізми газорозподілу з нижнім і верхнім розміщенням клапанів. У карбюраторних двигунах застосовуються механізми газорозподілу як з нижнім, так і з верхнім розміщенням клапанів, а в дизелях – тільки з верхнім. Відкриваються клапани у всіх випадках кулачками розподільного вала, одержуючим обертання від колінчастого вала двигуна, а закриваються під впливом пружин з подальшим притисненням клапанів до сидла тиском газів в циліндрі. У чотиритактних двигунах частота обертання розподільного вала в 2 рази менше від частоти обертання колінчастого вала.

При нижньому розміщенні клапанів (рис. 19.10) механізм газорозподілу має просту конструкцію і не створює великого шуму в роботі. Проте при цьому обмежуються можливості підвищення ступеня стиску через суттєве зниження коефіцієнта наповнення (внаслідок дроселювання потоку на вході при  $\epsilon > 7$ ). Крім того, виходить велика поверхня охолодження циліндрової кришки, що збільшує відведення тепла в охолоджуюче середовище і знижує економічність двигуна.

Деякі схеми механізмів газорозподілу з верхнім розміщенням клапанів, які застосовуються як в карбюраторних двигунах, так і в дизелях, наведені на рис. 19.10.

Принцип роботи газорозподільного механізму при нижньому і верхньому розташуваннях клапанів однаковий, але конструкція приводу в другому випадку складніша. При роботі за схемою (рис. 19.10, а) зусилля від кулачка розподільного вала передається штовхачу, а потім через штангу і коромисло на клапан.

При такій схемі розташування клапанів збільшується висота двигуна і зменшується жорсткість механізму газорозподілу. На (рис. 19.10, б і в) приведені схеми з верхнім розташуванням розподільного вала, що приводиться в обертання від колінчастого вала конічними шестернями. У цих схемах спрощується кінематичний зв'язок між кулачками і клапанами. Зусилля від кулачків розподільного вала передаються кла-

панам через штоки клапанів та коромисла. На схемі (рис. 19.10, в) кулачки розподільного вала безпосередньо приводять клапани. У останніх двох схемах механізм приводу клапанів має жорсткішу конструкцію, що виключає можливість деформації окремих деталей.

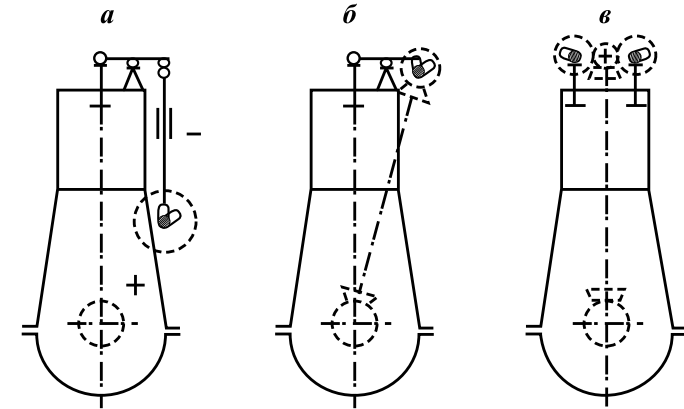


Рис. 19.10. Схеми механізмів газорозподілу з верхнім розміщенням клапанів з передачею зусилля від розподільного вала на клапани: а – через штовхач, штангу і коромисло; б, в – через конічні шестерні при верхньому розташуванні розподільного вала

У даний час карбюраторні двигуни виготовляють з верхнім розміщенням клапанів, оскільки в даному випадку може бути застосований вищий ступінь стиску і на 7...8% збільшений коефіцієнт наповнення, що дозволяє підвищити ефективний ККД двигуна і знизити питому витрату палива.

Дизелі у зв'язку з великими ступенями стиску і малими об'ємами камери згоряння можуть мати лише верхнє розташування клапанів.

Для кращої очистки циліндра від газів і наповнення його свіжим зарядом клапани виготовляють з можливо великим прохідним перетином, діаметр головки впускного клапана іноді роблять більше, ніж впускного. З цією ж метою бажані різке відкриття і закриття клапана. Проте це неможливо через високі інерційні зусилля у механізмі, що може викликати його поломку. У зв'язку з цим профіль кулачка вибирають таким, щоб сили інерції не перевищували допустимі величини, а клапани відкривалися і закривалися відносно плавно. При проектуванні механізму газорозподілу діаметр клапана, висоту його підйому і закон відкриття вибирають такими, щоб заповнення циліндра свіжим зарядом відбувалося з середньою швидкістю 60...90 м/с, а випуск газів – 80...120 м/с.

**Фази газорозподілу в чотиритактних двигунах.** Моменти відкриття і закриття клапанів, виражені в кутах повороту колінчастого вала по відношенню до мертвих точок, називаються *фазами газорозподілу*. Правильний вибір фаз газорозподілу зумовлює основні показники роботи двигуна. Графічно фази газорозподілу прийнято зображати у вигляді кругових діаграм, які називають *діаграмами фаз газорозподілу* (рис. 19.11). У чотиритактному дизелі впускний клапан відкривається (точка 1) до приходу кривошипа у ВМТ. Кут випередження відкриття впускного клапана  $\alpha_1$ . Закривається впускний клапан (точка 2) після повороту кривошипа за НМТ на кут  $\alpha_4$ . Цей кут називається кутом запізнювання закриття впускного клапана. За час запізнювання закриття клапана в циліндр додатково поступає до 10-15% повітря.

Тривалість впуску, виміряна в градусах повороту кривошипа, рівна  $\alpha_1 + 180^\circ + \alpha_4$ .

Після закриття впускного клапана відбувається стиск. У точці 3 з куту випередження  $\varphi_{on}$  починаються подача палива в циліндр, потім його займання і згоряння. Подача палива припиняється в точці 4, і з цієї миті спостерігається розширення продуктів згоряння.

Випускний клапан відкривається з деяким випередженням на кут  $\alpha_3$  (точка 5) до приходу кривошипа в НМТ, коли тиск у циліндрі 0,4...0,6 МПа. Попереднє відкриття випускного клапана зменшує витрату роботи на виштовхування відпрацьованих газів з циліндра.

Фази газорозподілу деяких чотиритактних двигунів наведені в табл. 19.1.

Таблиця 19.1

Фази газорозподілу чотиритактних двигунів

| Фаза                       | Д-240 | СМД-14 | СМД-60 | ЯМЗ-236 | КамАЗ-740 | ЗМЗ-53 | ЗІЛ-130 |
|----------------------------|-------|--------|--------|---------|-----------|--------|---------|
| $\alpha_1$ до НМТ, град    | 56    | 45     | 65     | 20      | 13        | 50     | 67      |
| $\alpha_2$ після ВМТ, град | 18    | 3      | 8      | 46      | 49        | 22     | 47      |
| $\alpha_3$ до ВМТ, град    | 18    | 3      | 5      | 66      | 66        | 24     | 31      |
| $\alpha_4$ після НМТ, град | 46    | 55     | 45     | 20      | 10        | 64     | 83      |

Закривається випускний клапан (точка 6) після проходження кривошипом ВМТ із запізнюванням на кут  $\alpha_2$ . Тривалість випуску газів  $\alpha_3 + 180^\circ + \alpha_2$ .

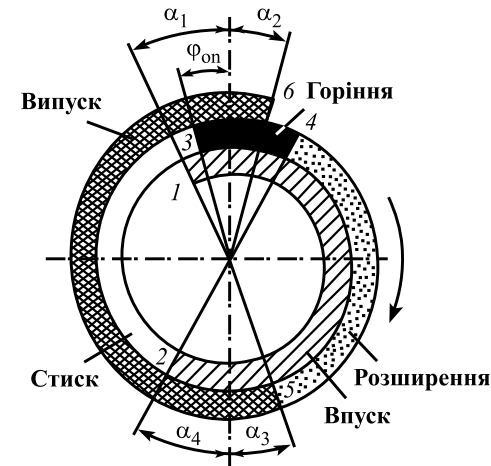


Рис. 19.11. Діаграма фаз газорозподілу чотиритактного дизеля

Куту випередження і запізнювання впуску і випуску вибираються тим більше, чим вище швидкість двигуна.

З діаграми фаз газорозподілу (рис. 19.11) видно, що на початку впуску біля ВМТ одночасно відкриті на кут повороту кривошипа  $\alpha_1 + \alpha_2$  впускний і випускний клапани.

При перекритті клапанів за рахунок відсмоктуючої дії рухомого по випускному трубопроводу потоку відпрацьованих газів здійснюється продувка камери згоряння (у двигунах без наддуву). У двигунах з наддувом продувка забезпечується за рахунок позитивного перепаду тиску у впускному і випускному трубопроводах.

При експлуатації внаслідок зміни теплового зазору та інших причин може відбутися зміна фаз газорозподілу, що приводить до порушення роботи двигуна. У зв'язку з цим необхідно періодично перевіряти і регулювати фази газорозподілу.

**Газообмін у двотактних двигунах.** У двотактних двигунах застосовують безклапанні і комбіновані механізми газорозподілу. Органами газорозподілу в безклапанному механізмі є *продувочні і випускні вікна*, а в комбінованому – *продувочні вікна і випускні клапани*. Залежно від форми газового потоку в циліндрі розрізняють контурні і прямоочні схеми продування.

До контурних схем продувки відносяться проста поперечна щілинна, поперечна щілинна з двома рядами продувальних вікон і петльова, а до прямоочних – прямоочно-клапанна.

Проста поперечно-щілинна схема продувки (рис. 19.12,а) застосовується в основному у карбюраторних двигунах і дизелях невеликої потужності. Продувочні вікна 2 розташовуються напроти випускних 1 і мають меншу висоту. На поршні дуже часто роблять виступ, який направляє потік повітря або паливно-повітряної суміші вгору, що покращує продувку верхньої частини циліндра. Іноді продувочні вікна в поперечному перетині розміщуються тангенціально, внаслідок чого забезпечується обертальний рух повітря.

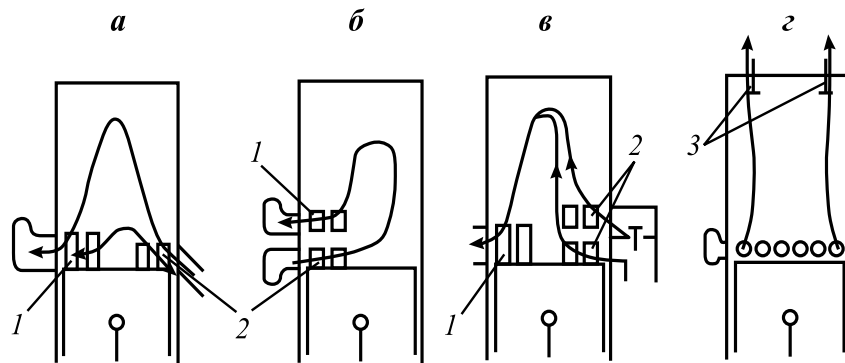


Рис. 19.12. Схеми продувок двотактних двигунів:

а – проста поперечно-щілинна; б – петльова; в – поперечно-щілинна з двома рядами продувочних вікон; г – прямоточно-клапанна

При петльовій продувці випускні вікна 1 розташовуються над продувочними 2 з одного боку циліндра (рис. 19.12,б). У даному випадку спочатку відкриваються випускні вікна, відбувається попередній випуск відпрацьованих газів, а потім відкриваються продувочні вікна. Випускні вікна розміщені так, що потік повітря з продувочних вікон піднімається у верхню частину циліндра, описує петлю, опускається вниз і виходить через випускні вікна. Такий тип продувки застосовується в дизелях великої потужності.

Перевагою розглянутих схем продувки є їхня простота, а недоліками – погане очищення циліндра від залишкових газів і втрати свіжого заряду, оскільки випускні вікна закриваються пізніше продувочних. Останній недолік усувається при поперечно-щілинній продувці з двома рядами продувочних вікон, причому їхній верхній ряд розміщується вище випускних (рис. 19.12,в). При такій схемі продувки повітря проходить у циліндр через два ряди продувочних вікон 2. У повітряному ресивері між двома рядами продувочних вікон установлена клапанна коробка із зворотними клапанами.

При русі поршня вниз спочатку відкривається верхній ряд продувочних вікон, але повітря через них не надходить, оскільки під дією тиску газів у циліндрі клапани в ресивері закриті. Потім відкриваються випускні вікна 1, внаслідок чого тиск газів різко падає. До моменту відкриття нижнього ряду продувочних вікон тиск газів стає трохи менше тиску продувочного повітря, і повітря починає надходити в циліндр через верхні і нижні вікна. Продувочне повітря

витісняє з циліндра залишкові гази і заповнює його свіжим зарядом. При русі поршня вгору спочатку закриваються випускні вікна, але через відкриті верхні продувочні вікна продовжує поступати додаткова порція повітря. Дозарядка циліндра повітрям дозволяє отримати додаткову потужність від двигуна. Цей тип продувки застосовується в дизелях середньої і великої потужності. Недоліком його є деяке ускладнення конструкції механізму газорозподілу.

У швидкохідних дизелях широкого поширення набуло прямоточно-клапанне продування (рис. 19.12,г), розглянуте вище. Такий тип продувки забезпечує мінімальну кількість залишкових газів у циліндрі і мінімальну втрату заряду. До недоліків прямоточно-клапанної продувки відноситься складність конструкції через застосування випускних клапанів 3 з механічним приводом.

**Фази газорозподілу в двотактних двигунах.** Газообмін в двотактному двигуні складається з наступних фаз: передування, випуску, випуск-продувка і дозарядка або втрата заряду залежно від типу продувки. Характер цих фаз і їхня величина в кутах повороту кривошипа залежать від типу двигуна, його швидкохідності і схеми продувки.

Діаграма газорозподілу для двигунів із простою поперечно-щілинною і петлевою схемами продувки показана на рис. 19.13, а.

Точка 3 відповідає початку випуску газів. Період відкриття випускних вікон від точки 3 до точки 5 називається *передуванням випуску*. За цей період з циліндра видаляється до 70% продуктів згорання. При повороті кривошипа від точки 5 до точки 6 проводиться випуск-продувка, тобто видаляються відпрацьовані гази, що залишилися в циліндрі, і він заповнюється свіжим зарядом.

Оскільки в даних схемах продувки випускні вікна закриваються пізніше продувочних, на ділянці 6-4 спостерігається втрата заряду. Моменти, відповідні відкриттю і закриттю випускних і продувочних вікон, у даних схемах продувки не регулюються. В кінці ходу стиску з випередженням до ВМТ на кут  $\varphi_{on}$  починається подача палива. Процес його згорання характеризується ділянкою 1-2.

При поперечно-щілинній схемі продувки з двома рядами продувочних вікон (рис. 19.13, б) під час третьої фази газообміну на ділянці 4-6 відбувається дозарядка циліндра, а не втрата заряду, як в попередніх схемах продувок.

При прямоточно-клапанній схемі продувки (рис. 19.13,в) можливе регулювання першої і третьої фаз газообміну в циліндрі. Випускні клапани можуть бути відрегульовані так, що втрата заряду в третій фазі буде зведена до мінімуму (ділянка 6-4).

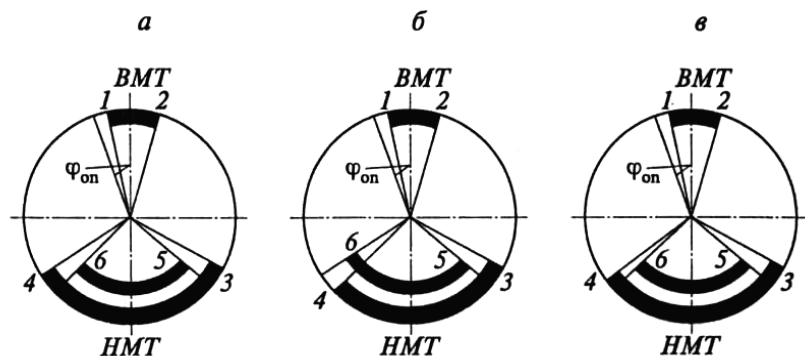


Рис. 19.13. Діаграми газорозподілу двотактних дизелів при схемах продувки:

а – поперечно-циліндрний і петльовий; б – поперечно-циліндрний з двома рядами продувочних вікон; в – прямоточно-клапанний

**Сумішоутворення в карбюраторних двигунах.** У карбюраторних двигунах паливно-повітряна суміш готується в спеціальному пристрої, який називають карбюратором.

У поплавковій камері 2 карбюратора з падаючим потоком (рис. 19.14) за допомогою поплавка 4 і голчастого клапана 3 підтримується постійний рівень палива. При роботі двигуна внаслідок всмоктуючої дії поршня в дифузорі 6 створюється розрідження. Паливо з поплавкової камери через калібрований отвір 1, який називають жиклером, підсмоктується до розпилювача 5, який розпилює його.

Щоб запобігти витіканню палива з розпилювача при непрацюючому двигуні, його верхня кромка розташована на 2...3 мм вище за рівень палива в поплавковій камері. Остання буває збалансованою і незбалансованою. У першому випадку поплавкова камера сполучається з атмосферним повітрям через повітроочисник, в другому – безпосередньо з атмосферним повітрям, як показано на рис. 19.14.

До переваг збалансованих поплавкових камер відноситься те, що в них незалежно від опору повітряного фільтру краще збалансовані витрати повітря і бензину і менше забруднюється камера.

Паливно-повітряна суміш, що утворилася в дифузорі, по впускному трубопроводу через впускні клапани поступає в циліндри двигуна. Випаровування палива і сумішоутворення починаються в дифузорі карбюратора, продовжуються при русі суміші по впускному трубопроводу і закінчуються при її стискуванні в циліндрі. У чотиритактних двигунах цей процес відбувається впродовж двох ходів поршня, що відповідає 330...340° повороту колінчастого вала.

При всмоктуванні і стискуванні утворюються завихрення, внаслідок чого випароване паливо добре перемішується з повітрям.

Для кращого випаровування палива при сумішоутворенні паливно-повітряну суміш іноді підігрівають у всмоктуючому трубопроводі, що забезпечує економічне спалювання палива при невеликих коефіцієнтах надлишку повітря і високій частоті обертання колінчастого вала.

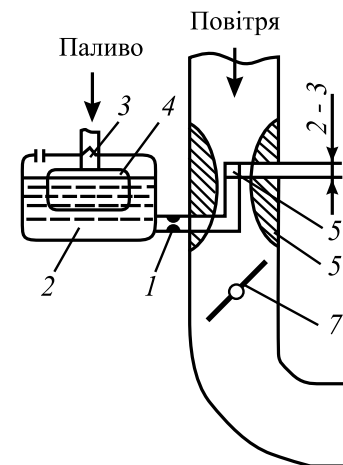


Рис. 19.14. Елементарний карбюратор

Кількість горючої суміші, що надходить у двигун, а відповідно, і його потужність регулюють дросельною заслінкою 7. При більшому її відкритті зростає швидкість повітря в дифузорі, збільшуються розрідження і інтенсивність витоку палива з розпилювача, а також кількість паливно-повітряної суміші, що надходить у циліндр.

Залежно від конструкції двигуна і його навантаження швидкість повітря в дифузорі коливається від 50 до 150 м/с. Склад суміші, приготованої в карбюраторі, характеризується *коефіцієнтом надлишку повітря*. Горюча суміш при  $\alpha = 1$  називається *нормальною*, при  $\alpha = 1...1,15$  – *збідненою*, при  $\alpha > 1,15$  – *бідною*. Робота двигуна від середнього до повного навантаження на збідненій суміші забезпечує найменшу питому витрату палива. При  $\alpha > 1,3$  паливно-повітряна суміш не займається через недостачу палива. Суміш з надмірною кількістю палива при  $\alpha = 1...1,15$  називається *збагаченою*, а при  $\alpha < 0,8$  – *багатою*. При  $\alpha < 0,3$  паливно-повітряна суміш не запалюється через нестачу повітря.

При роботі на збагаченій суміші забезпечується найбільша потужність двигуна внаслідок збільшення теплоти згоряння заряду і більшої швидкості розповсюдження полум'я. Проте при роботі на цій суміші паливо згоряє не повністю, що призводить до його підвищеної питомої витрати.

На збагаченій суміші двигун повинен працювати в періоди пуску, холостого ходу і при максимальній потужності.

Бажана крива 1 зміни коефіцієнта надлишку повітря (рис. 19.15) в залежності від навантаження двигуна 2 є *характеристикою карбюратора*.

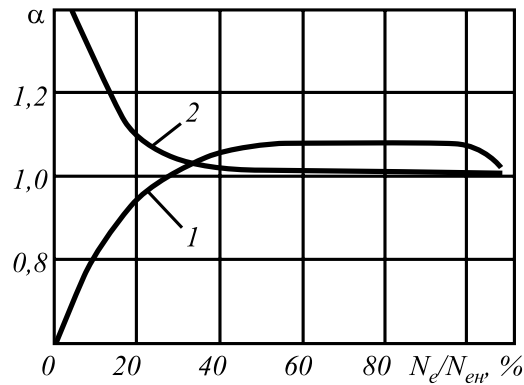


Рис. 19.15. Залежність необхідного складу суміші в двигуні від навантаження

При роботі двигуна з елементарним карбюратором у період пуску внаслідок малого розрідження в дифузорі і розміщення рівня палива в розпилювачі на 2-3 мм нижче від вихідного отвору розпилювача, витікання палива з розпилювача не відбувається і в двигун надходить чисте повітря ( $\alpha \rightarrow \infty$ ). Таким чином, пуск двигуна з елементарним карбюратором неможливий. Із зростанням навантаження збільшуються розрідження в дифузорі і інтенсивність витоку палива з розпилювача, що забезпечує роботу двигуна з  $\alpha \approx 1$ . При подальшому збільшенні навантаження склад суміші практично не змінюється (крива 2).

Отже, елементарний карбюратор не може забезпечити пуск і стійку роботу двигуна на холостому ходу, а також необхідного складу суміші при переході з одного режиму роботи на інший. Тому його обладнують пристроями, що забезпечують отримання найвигіднішого складу суміші при різних режимах роботи двигуна. До таких пристроїв відносяться компенсаційні жиклери, економайзери, прискорювальні насоси та інші.

Схема карбюратора з компенсаційним жиклером 3, який установлюється додатково до головного жиклера 4, показана на рис. 19.16. Компенсаційний жиклер зв'язаний з колодязем 2, який у верхній частині з'єднується з атмосферою, а в нижній – з розпилювачем 1.

При непрацюючому двигуні рівень палива в поплавковій камері, колодязі і розпилювача однаковий. Під час роботи двигуна на малих навантаженнях паливо поступає в дифузор одночасно з розпилювачів головного 4 і компенсаційного 3 жиклерів, забезпечуючи отримання збагаченої суміші. У міру збільшення навантаження двигуна паливо з колодязя компенсаційного жиклера витрачається, і його кількість надалі подаватиметься через розпилювач головного жиклера.

Через розпилювач компенсаційного жиклера поступатиме паливно-повітряна емульсія, поліпшуюча якість сумішоутворення. Витрата палива, що подається через компенсаційний жиклер, визначається тільки висотою стовпа палива між рівнем його в поплавковій камері і перерізом компенсаційного жиклера. Таким чином, із збільшенням навантаження кількість палива, що подається через компенсаційний жиклер, зменшується, забезпечуючи отримання збідненої суміші.

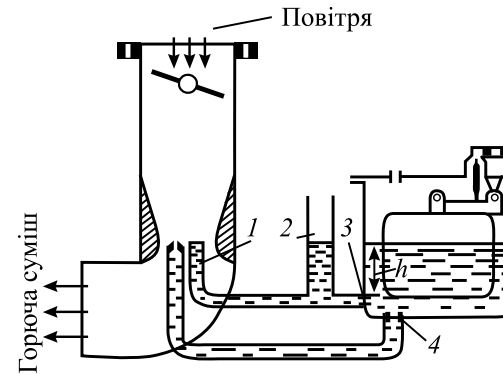


Рис. 19.16. Схема карбюратора з компенсаційним жиклером

Щоб отримати збагачену суміш на режимі максимальної потужності, карбюратори обладнали економайзерами з механічним або пневматичним приводом. Механічний привід (рис. 19.17, а) складається з штока з диском 1 і важеля 2, закріпленого на осі дросельної заслінки 3. При відкритті дросельної заслінки шток з диском опускає клапан 7, відкриваючи додатковий прохід паливу в змішуючу камеру через жиклер 5 і розпилювач 4, що призводить до збагачення паливно-повітряної суміші. Прикриття дросельної заслінки супроводжується підйомом штока і закриттям клапана 7 пружиною 6. Після цього паливо подається в камеру змішувача тільки через головний жиклер 8.

При різкому відкритті дросельної заслінки відбувається короткочасне збіднення паливно-повітряної суміші із-за великої різниці в інерційності подачі палива і повітря, внаслідок чого знижується частота обертання колінчастого вала двигуна.

Для збагачення суміші при різкому відкритті заслінки карбюратор забезпечують прискорювальними насосами (рис. 19.17, б), які, як правило, розміщуються в поплавковій камері. Насос складається з поршня 5, що переміщується в циліндрі всмоктуючого і нагнітального клапанів, жиклера і розпилювача 2, пружини 3 і приводу 1 до поршня.

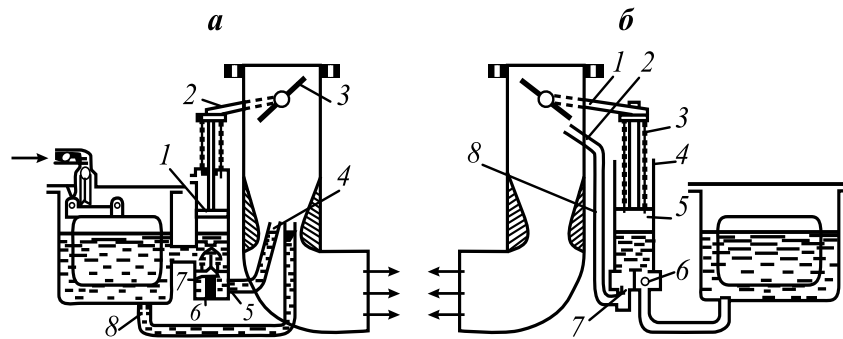


Рис. 19.17. Схема карбюратора з економайзером (а) і прискорювальним насосом (б)

При закритій заслінці поршень насоса перебуває у верхньому положенні і паливо через всмоктуючий клапан заповнює внутрішню порожнину циліндра 4. Коли заслінка відкривається повільно, поршень опускається поступово і паливо перетікає в поплавкову камеру, минаючи всмоктуючий клапан. При різкому відкритті заслінки поршень швидко опускається вниз, пружина 3 стискується, і паливо, притиснувши всмоктуючий клапан 6 до сидла, відкриває нагнітальний клапан 7 і через розпилювач 2 поступає в камеру змішувача, запобігаючи збідненню суміші. Пружина 3 і жиклер 8 забезпечують триваліше впорскування палива.

**Сумішоутворення у дизелях.** Процес сумішоутворення в дизелях починається з моменту подачі палива в циліндр паливним насосом через форсунку. Тривалість його подачі займає  $20 \dots 40^\circ$  повороту колінчастого вала. За цей період відбувається не тільки сумішоутворення, але і згоряння основної частини палива.

Короткочасність процесу сумішоутворення і застосування важких палив у дизелях призводять до отримання неоднорідної паливно-повітряної суміші.

Залежно від способу сумішоутворення дизелі бувають з *нерозділеними* і *розділеними* камерами згоряння. Нерозділена камера згоряння являє собою об'єм, обмежений днищем поршня і головкою циліндра. Форма камери згоряння, як правило, утворюється різною конфігурацією головки поршня (рис. 19.18, I, II). У таких камерах згоряння вихрові потоки, що виникають у циліндрі, не забезпечують якісного перемішування палива з повітрям. Воно досягається за рахунок тонкості розпилювання і достатнього проникнення струменів палива. Для цього застосовують багатодірчасті форсунки 1 з отворами малого діаметра ( $0,15 \dots 0,4$  мм) і великим тиском впорскування,

що досягає 100 МПа. При русі струменя палива з великими швидкостями ( $150 \dots 400$  м/с), внаслідок тертя об повітря відбувається її руйнування на крапельки розміром 2-3 мк.

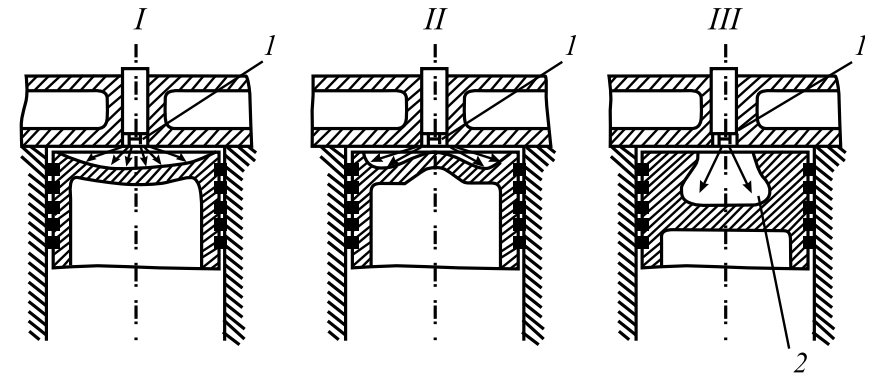


Рис. 19.18. Форми нерозділених камер згоряння

Отримана таким чином паливно-повітряна суміш згорятиме досить повно, якщо частинки палива рівномірно розподілені по всьому об'єму камери згоряння. Але через короткочасність періоду сумішоутворення добитися вказаного важко. Тому згоряння палива повинне протікати при великих коефіцієнтах надлишку повітря  $\alpha = 1,6 \dots 2$ , які забезпечують повне згоряння палива.

Перевагою дизелів із нерозділеними камерами є відносно невелика питома витрата палива  $0,220 \dots 0,260$  кг/(кВт · г). Це пояснюється зменшенням втрати тепла в охолоджуюче середовище через стінки камери згоряння із-за її компактності. Порівняно невисокі ступені стиску і зменшення втрати тепла в охолоджуюче середовище забезпечують легший пуск двигуна.

До недоліків двигунів з нерозділеними камерами згоряння відносяться:

- необхідність використання паливних насосів високого тиску  $p = 25 \dots 50$  МПа;

- застосування багатосоплових форсунок з малим діаметром отворів ( $d = 0,12 \dots 0,25$  мм), що вимагають великої точності виготовлення паливної апаратури;

- різке наростання тиску в циліндрі в період згоряння палива, що обумовлює жорстку роботу двигуна. Цього можна уникнути, якщо застосувати об'ємно-плівкове сумішоутворення. У останньому випадку камера згоряння 2 розміщується в поршні і має кульовидну або трапецієподібну форму. Близько 90...95% палива,

що подається форсункою 1, потрапляє на поверхню камери згоряння, де утворюється тонка плівка. Внаслідок високої температури стінок камери згоряння паливо поступово випаровується, його пари перемішуються з повітрям, бездимно згорають, забезпечуючи м'яку роботу двигуна.

Нерозділені камери згоряння, як правило, застосовують в двигунах достатньо великої потужності, що працюють із постійним навантаженням. При змінних навантаженнях якість сумішоутворення в цих двигунах погіршується, що знижує їхню економічність.

У швидкохідних дизелях невеликої потужності отримали розповсюдження розділені камери. Їхнє застосування в основному пояснюється тим, що в нерозділених камерах згоряння важко забезпечити якісне розпилювання малих порцій палива (потрібні високий тиск впорскування палива і діаметри сопел отворів розпилювача менше 0,15 мм). Розділені камери дозволяють використовувати простішу, дешевшу довговічну паливну апаратуру, що знижує вартість двигуна. У таких камерах забезпечується стійка якість сумішоутворення на змінних режимах роботи. Двигуни з розділеними камерами згоряння бувають передкамерні і вихрекамерні.

*Передкамерні дизелі* (рис. 19.19, а), в яких камера згоряння складається з передкамери 2 і основної камери 7. Об'єм передкамери складає 20...40% загального об'єму камери згоряння. Передкамера, як правило, розташовується в головці циліндра і з'єднується вузьким каналом 3 з основною камерою. В період стиску повітря з циліндра перетікає в передкамеру.

Впорскнуте через форсунку в передкамеру паливо через нестачу повітря згоряє частково. В результаті цього, тиск в передкамері різко зростає до 7...8 МПа, суміш продуктів згоряння і незгорілого палива з великою швидкістю (200...400 м/с) перетікає в циліндр. При цьому незгоріле паливо добре перемішується з повітрям, яке знаходиться в циліндрі, що забезпечує швидке і повне його згоряння.

Таким чином, в передкамерних дизелях для поліпшення сумішоутворення використовується енергія продуктів згоряння частини палива, що згоріло в передкамері. Подача палива в передкамеру під невеликим тиском 8...12 МПа спрощує будову паливної апаратури.

*Вихрекамерні дизелі* (рис. 19.19, б) мають вихрову камеру 2 циліндричної або кульовидної форми, яка розташовується в головці циліндра. Її нижня частина виконується у вигляді вставки 1 з жаротривкої сталі. Об'єм вихрової камери складає 50...80% загального об'єму камери згоряння. З циліндром камера згоряння сполучена тангенціально розташованим широким каналом 3. Завдяки цьому в

період стиску забезпечується обертальний рух повітря, що поступає із циліндра в камеру, як в камері, так і на виході з неї, що дозволяє добитися хорошого сумішоутворення. У вихровій камері згоряє значна частина палива, останнє разом з продуктами згоряння перетікає в циліндр, де і догоряє. Широкий канал між камерою і циліндром дозволяє в порівнянні з передкамерним сумішоутворенням значно зменшити втрати на дроселювання.

Організований характер вихрового руху повітря в двигунах з розділеними камерами згоряння забезпечує хороше сумішоутворення і повне згоряння палива при  $\alpha = 1,3 \dots 1,5$ . Якість сумішоутворення в цих двигунах мало залежить від навантаження двигуна.

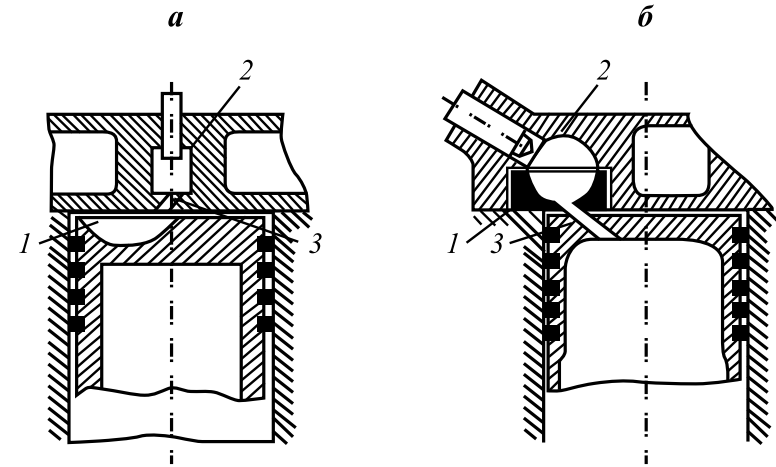


Рис. 19.19. Форми розділених камер згоряння

Основними перевагами розділених камер згоряння є: застосування більш простої паливної апаратури (штифтові форсунки, насоси з невеликим тиском впорскування), зниження вимог до якості палива і його очищення, добра пристосованість двигуна до різних режимів роботи, менш жорстка їхня робота.

До недоліків двигунів з розділеними камерами належать: гідравлічні втрати, пов'язані з перетіканням газів з великими швидкостями з камери в циліндр, підвищені теплові втрати через більшу поверхню охолодження камери згоряння, важність очищення циліндра від залишкових газів. Все це призводить до зниження ККД двигуна і збільшенню питомої витрати палива до 0,260...0,295 кг/(кВт · г). Питома витрата палива у двигунів з вихрекамерним сумішоутворенням менше, ніж у передкамерних.

Пуск холодного двигуна з розділеними камерами згоряння в зв'язку з більшою поверхнею їхнього охолодження більш складний. Для полегшення пуску двигуна застосовують підвищений ступінь стиску ( $\epsilon = 16 \dots 18$ ).

## 19.2. Потужність двигуна

Як відомо, робота, що здійснюється газами в циліндрі двигуна за один цикл, пропорційна площі індикаторної діаграми:

$$L_i = p_i \frac{\pi d^2}{4} S, \quad (19.1)$$

де  $p_i$  – середній індикаторний тиск (рис. 19.20), що представляє умовний постійний тиск газів в циліндрі, який, діючи на поршень, здійснює за один його хід роботу, рівну роботі газів у циліндрі за один цикл, Па.

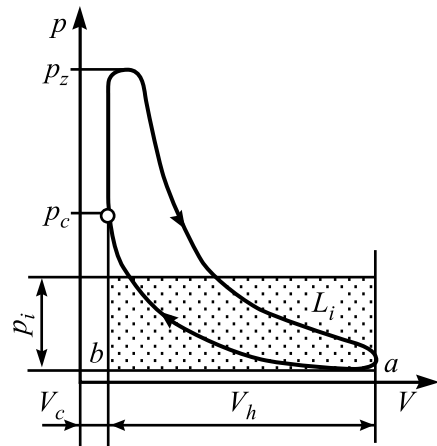


Рис. 19.20. Дійсна індикаторна діаграма двигуна

Індикаторну роботу, рівну площі діаграми, можна представити як

$$h_i = p_i V_h, \quad (19.2)$$

де  $V_h$  – робочий об'єм циліндра, м<sup>3</sup>.

Тиск  $p_i$  знаходять по індикаторній діаграмі. Графічно

вона представляє висоту прямокутника з основою  $V_h$ , площа якої дорівнює площі індикаторної діаграми

$$p_i = \frac{L_i}{V_h}. \quad (19.3)$$

Чим більше середній індикаторний тиск, тим більша питома робота, віднесена до одиниці робочого об'єму циліндра.

У двотактних двигунах середній індикаторний тиск відносять до корисного ходу поршня.

Для різних типів двигунів  $p_i$  має наступні значення, МПа:

Чотиритактні карбюраторні двигуни..... 0,7...1,0

Чотиритактні дизелі без наддуву..... до 2,2

Чотиритактні дизелі з наддувом..... 0,6...0,9  
Двотактні дизелі з окремим продувальним насосом 0,5...1,0.

Знаючи індикаторну роботу, визначимо індикаторну потужність двигуна

$$N_i = L_i / \tau, \quad (19.4)$$

де  $\tau$  – час, що витрачається на здійснення одного циклу.

Числове значення  $\tau$  дорівнює

$$\tau = 60 / (nk), \quad (19.5)$$

де  $n$  – частота обертання, хв<sup>-1</sup>;  $k$  – коефіцієнт тактності; для чотиритактних двигунів  $k = 0,5$ ; для двотактних  $k = 1,0$ .

Індикаторна потужність всього двигуна з числом циліндрів  $i$  становить

$$N_i = \frac{p_i \pi D^2 S n k i}{4 \cdot 60} = \frac{p_i V_h S n k i}{60}. \quad (19.6)$$

Потужність  $N_e$ , що розвивається на валу двигуна, називається ефективною. Вона менше індикаторної на величину потужності, що витрачається на подолання сил тертя, привод навішених механізмів на двигун і на насосні втрати. Втрати потужності в трансмісії  $N_{тр}$  двигуна враховуються механічним ККД:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_{mp}}{N_i}. \quad (19.7)$$

Механічний ККД залежить від типу і конструкції двигуна, частоти його обертання, якості змащувального матеріалу, температурного режиму, кількості навішених механізмів. У сучасних двигунів  $\eta_m = 0,7 \dots 0,85$ .

Ефективна потужність двигуна:

$$N_e = \eta_m N_i = \frac{p_i \eta_m V_h n k i}{60}. \quad (19.8)$$

З формули (19.8) добуток прийнято називати середнім ефективним тиском  $p_e$ , що являє собою умовний постійний тиск на поршень, який виконує роботу, рівну ефективній роботі на валу двигуна.

Виражаючи  $N_e$  через середній ефективний тиск, отримуємо

$$N_e = \frac{p_e V_h n k i}{60}. \quad (19.9)$$

Для порівняння ступеня використання робочого об'єму циліндрів двигунів різних типів користуються поняттям літрової потужності, що є відношенням ефективної потужності до робочого об'єму всіх циліндрів двигуна, вираженого в літрах:

$$N_L = N_e / V_L. \quad (19.10)$$

Середнє значення літрової потужності у сучасних карбюраторних двигунів знаходиться в межах 15...40 кВт/л, а у дизелів 8...25 кВт/л.



### 19.3. Коефіцієнти корисної дії двигунів

Економічність дійсного робочого циклу двигуна оцінюють індикаторним ККД, що є відношенням корисної роботи, отриманої в циліндрі двигуна, до витраченої теплоти.

При відомій індикаторній потужності двигуна робота в циліндрі дорівнює  $3600N_i$ , а витрачена теплота палива  $BQ_u^p$  (тут  $B$  – витрата палива, кг/г;  $Q_u^p$  – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг).

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{3600N_i}{BQ_u^p}.$$

Індикаторний ККД, окрім термодинамічних втрат, враховує і втрати, визвані відхиленнями ліній стиску і розширення від адіабат і інші. Величина цих додаткових теплових втрат у дійсному робочому циклі визначається відносним індикаторним ККД

$$\eta_{oi} = \eta_i / \eta_r.$$

Для більшості двигунів  $\eta_{oi} = 0,75 \dots 0,85$ . Економічність всього двигуна оцінюється ефективним ККД, що враховує як теплові, так і механічні втрати. Він дорівнює відношенню корисної роботи на валу до усієї витраченої теплоти:

$$\eta_e = \frac{3600N_e}{BQ_u^p}.$$

Для карбюраторних двигунів  $\eta_e = 0,2 \dots 0,28$ , для дизелів  $\eta_e = 0,3 \dots 0,4$ .

Зміна ефективного, індикаторного і механічного ККД дизеля залежно від його навантаження (при  $n = const$ ) показана на рис. 19.21. Як видно, індикаторний ККД із зміною навантаження змінюється мало. Ефективний і механічний ККД змінюються від максимуму, відповідного експлуатаційному навантаженню двигуна, до нуля при холостому ході двигуна.

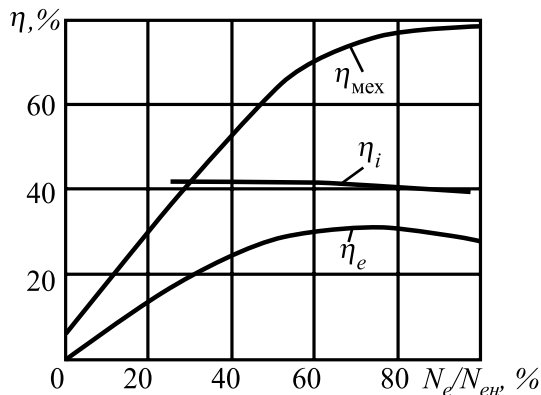


Рис. 19.21. Залежність індикаторного, механічного і ефективного ККД дизеля від навантаження

Для оцінки економічності двигуна часто використовують також питому витрату палива, тобто витрату палива, що припадає на 1 кВт · г роботи на валу двигуна, кг/(кВт · г):

$$g_e = B / N_e. \quad (19.11)$$

Використовуючи  $(\eta_e = \frac{3600N_e}{BQ_u^p})$  і (19.11), отримуємо рівняння, що зв'язує  $g_e$  і  $\eta_e$

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e Q_u^p}. \quad (19.12)$$

Ефективна питома витрата палива  $g_e$  для різних типів двигунів при роботі на номінальному режимі коливається в наступних межах:

у карбюраторних двигунах – 0,285...0,380 кг/(кВт · г);

у дизелях – 0,220...0,280 кг/(кВт · г).

З 19.12 випливає, що максимальному  $\eta_e$  відповідає мінімальна питома витрата палива. Цей режим роботи двигуна називається *економічним*.

### 19.4. Тепловий баланс двигуна

Розподіл теплоти, що виділилася в циліндрі двигуна при згорянні палива, на корисно витрачену і не витрачену теплоту, обумовлений тепловими втратами, називається *тепловим балансом двигуна*. Його складають за наслідками досліджень і відносять до 1 кг палива або до 1 години роботи двигуна.

У тепловий баланс не входить складова, що характеризує механічні втрати. Ці втрати обумовлені роботою тертя і у вигляді теплоти входять до складу втрат з охолоджуваною рідиною і оливою. Остання їхня частина враховується залишковим членом теплового балансу. Складові теплового балансу можуть бути визначені за результатами балансових випробувань двигуна.

Теплота, отримана при спалюванні палива, кДж/г, визначається за формулою

$$Q_m = BQ_u^p. \quad (19.13)$$

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кДж/г:

$$Q_e = 3600N_e. \quad (19.14)$$

Теплота, що втрачається з випускними газами, кДж/г:

$$Q_z = M_z c_p^z t_z - M_3 c_p^3 t_3, \quad (19.15)$$

де  $M_z, M_3$  – кількість відповідно до випускних газів і свіжого заряду, кг/г;  $c_p^z, c_p^3$  – масові ізобарні теплоємності відповідно до випускних газів і свіжого заряду, кДж/(кг · К);  $t_z, t_3$  – температури відповідно випускних газів і свіжого заряду, °С.

Теплота, що втрачається з охолоджуваною рідиною, кДж/г:

$$Q_g = M_g c_g (t''_g - t'_g), \quad (19.16)$$

де  $M_g$  – витрата охолоджуваної рідини, через систему охолодження, кг/г;  $c_g$  – масова теплоємність води, кДж/(кг·К);  $t'_g, t''_g$  – температури охолодної рідини відповідно на вході в двигун і виході з нього.

Теплота, що втрачається із змащувальним матеріалом, кДж/г:

$$Q_m = M_m c_m (t''_m - t'_m), \quad (19.17)$$

де  $M_m$  – витрата оливи через змащувальну систему, кг/г;  $c_m$  – масова теплоємність оливи, кДж/(кг·К);  $t'_m, t''_m$  – температури оливи відповідно на вході в двигун і виході з нього, °С.

Втрату теплоти через неповноту згоряння, кДж/г, визначають тільки при  $\alpha < 1$ :

$$Q_n = 418(1 - \alpha)L_{min}B, \quad (19.18)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря;  $L_{min}$  – кількість повітря, теоретично необхідного для повного згоряння 1 кг палива, кг;  $B$  – витрата палива, кг/г.

При коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha > 1$  ця втрата незначна і її, як правило, включають до залишкового члена теплового балансу. До залишкового члена також входять: теплота, що втрачається в зовнішнє середовище випромінюванням, частина механічних втрат і погіршеність у визначенні окремих складових теплового балансу:

$$Q_{ост} = Q_m - (Q_c + Q_g + Q_m + Q_n). \quad (19.19)$$

Якщо складові теплового балансу виразити у відсотках від всієї теплоти  $Q_m$ , то рівняння 19.19 матиме вигляд:

$$q_e + q_z + q_g + q_m + q_n + q_{ост} = 100\%. \quad (19.20)$$

Приблизні значення складових теплового балансу карбюраторних двигунів і дизелів приведені в табл. 19.2.

Таблиця 19.2

Відносні складові теплового балансу двигуна внутрішнього згоряння

| Складова балансу                        | Кількість теплоти %  |         |
|---|----------------------|---------|
|   | Карбюраторний двигун | дизель  |
| Теплота, еквівалентна ефективній роботі | 20...28              | 30...42 |
| Втрата теплоти з відпрацьованими газами | 35...45              | 25...35 |
| Втрата теплоти з охолоджуваною рідиною  | 15...20              | 15...35 |
| Втрата теплоти з оливою                 | 2...4                | 2...5   |
| Залишковий член теплового балансу       | 3...10               | 3...8   |

## 19.5. Способи підвищення потужності двигунів

З 19.9 випливає, що потужність двигуна можна підвищити збільшенням:

- 1) діаметра циліндра  $D$ , а отже, і його робочого об'єму  $Vh$ ;
- 2) числа циліндрів  $i$ ;
- 3) частоти обертання колінчастого вала двигуна  $n$ ;
- 4) середнього ефективного тиску  $p_e$ .

Перші два способи підвищення потужності зв'язані із збільшенням розмірів і маси двигуна.

Максимальна частота обертання, на яку проектують двигун, в більшості випадків не перевищує для карбюраторних двигунів 8000 хв<sup>-1</sup>, для дизелів – 4000 хв<sup>-1</sup>. Підвищені частоти обертання дозволяють істотно зменшити масу і розміри двигунів, що особливо важливо для двигунів, які застосовуються в мобільних енергетичних засобах. Проте необхідно мати на увазі, що збільшення частоти обертання впливає на знос деталей двигунів і зменшує їх моторесурс. Тому збільшення потужності двигуна за рахунок підвищення числа обертів колінчастого вала двигуна не завжди може бути виправдане.

Середній ефективний тиск  $p_e = p_i \eta_m$ . Його можна збільшити підвищенням механічного ККД і середнього індикаторного тиску. Підвищити середній індикаторний тиск можна тільки шляхом збільшення роботи, що здійснюється газами в циліндрі двигуна, внаслідок чого зростає площа індикаторної діаграми. Це досягається підвищенням ступеня стиску і збільшенням максимального тиску  $p_z$  або збільшенням маси заряду за рахунок подачі його в циліндр при тиску, більшому за атмосферний.

При підвищенні ступеня стиску площа індикаторної діаграми збільшується незначно, одночасно зростає максимальний тиск циклу  $p_z$ , що у свою чергу призводить до збільшення маси двигуна.

Примусове наповнення циліндра свіжим зарядом підвищеного тиску називається *наддувом*. При наддуві в робочому об'ємі циліндра збільшується маса повітряного заряду, а отже, зростає і кількість палива, яке можна спалити за кожен робочий цикл. Процес згоряння при цьому не погіршується і не виникає теплового перенапруження стінок камери згоряння. Внаслідок спалювання в циліндрі великої кількості палива при наддуві збільшуються ширина індикаторної діаграми і її площа, а отже, і середній індикаторний тиск  $p_i$ .

На рис. 19.22 для порівняння приведена індикаторна діаграма дизеля без наддуву і з наддувом. При наддуві середній індикаторний тиск  $p_i$  може бути збільшено з 0,7 до 2,5 МПа.

Потужнісні параметри двигунів при наддуві оцінюють так званим *ступенем наддуву*, що представляє відношення середнього ефективного тиску в двигуні з наддувом  $p_e^H$  до цього ж тиску в двигуні без наддуву  $p_e$  при роботі на номінальному режимі:

$$\lambda_e = p_e^H / p_e. \quad (19.21)$$

Ступінь наддуву приблизно можна виразити як відношення тиску наддуву  $p_n$  до тиску навколишнього середовища:

$$\lambda_n = (p_n / p_e)^{1/n}, \quad (19.22)$$

де  $n$  – показник політропи стиску нагнітача.

Із зростанням тиску повітря в нагнітачі підвищується і його температура, внаслідок чого знижується питома потужність двигуна. В сучасних двигунах при тиску повітря наддуву більше 0,15 МПа рекомендується застосовувати проміжне охолодження повітря.

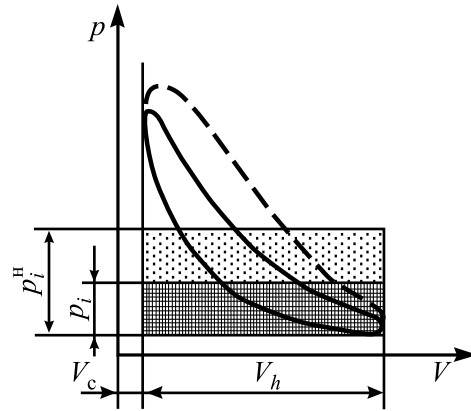


Рис. 19.22. Індикаторна діаграма двигуна з наддувом і без наддуву

Ступінь стиску в двигунах з наддувом менший, ніж у двигунах без наддуву. Це дозволяє уникнути значного підвищення максимального тиску робочого циклу.

За допомогою наддуву потужність можна підвищити не тільки в дизелях, але і в карбюраторних двигунах.

Застосування наддуву дозволяє створити серію двигунів одного типорозмірного ряду з різними потужностями без зміни основних деталей і вузлів базового двигуна. Наддув є одним з найефективніших і універсальних способів підвищення потужності двигуна.

**Схеми наддуву двигунів.** У чотиритактних двигунах застосовують механічний, газотурбінний та інерційний наддуви.

При *механічному наддуві* (рис. 19.23, а) повітряний нагнітач 1 має привід від колінчастого вала двигуна.

Основним недоліком такої схеми є зниження економічних показників двигуна, особливо при його роботі на проміжних режимах. Пояснюється це тим, що механічний нагнітач при будь-яких режимах роботи двигуна подає одну і ту ж кількість повітря, а значить,

споживає одну і ту ж потужність від нього, що призводить до різкого зниження механічного ККД при роботі на проміжних режимах. По вказаних причинах механічний наддув не отримав широкого розповсюдження.

При газотурбінному наддуві свіжий заряд у циліндр подається повітряним відцентровим нагнітачем 1, що приводиться в обертання газовою турбіною 2, яка приводиться в дію відпрацьованими газами двигуна (рис. 19.23, б). Повітряний нагнітач засмоктує повітря з атмосфери і нагнітає його через впускні клапани в циліндри.

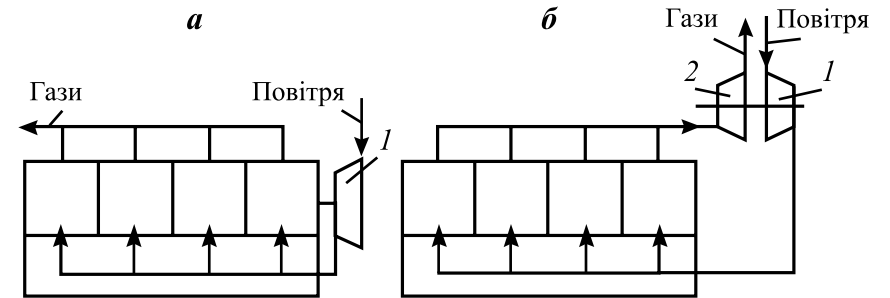


Рис. 19.23. Схеми механічного (а) і газотурбінного (б) наддувів двигунів

До переваг цієї схеми наддуву належить використання відпрацьованих газів для приводу газової турбіни і саморегулювання наддувочного агрегату. Останнє пояснюється тим, що з пониженням потужності двигуна зменшуються тиск і температура відпрацьованих газів; це призводить до зниження частоти обертання і потужності, що розвивається газовою турбіною і споживаною нагнітачем, а отже, до зменшення кількості і тиску поданого повітря.

Як впливає з 19.7, механічні втрати, що приходяться на 1 кВт, із зростанням потужності  $N_i$  зменшуються, оскільки механічні втрати  $N_{mp}$  при газотурбінному наддуві і без нього однакові.

Газотурбінним наддувом обладнуються двигуни потужністю більше 75 кВт. При менших потужностях кількість газів, що проходять через турбіну, невелика, і її розміри виходять дуже малими і важко виконуються.

З підвищенням ступеня стиску і пониженням температури відпрацьованих газів стало можливим застосування газотурбінного наддуву і в карбюраторних двигунах. Цьому також сприяло створення компактних малогабаритних турбоагнітачів. Пониження температури

відпрацьованих газів у двигунах дозволяє забезпечувати довгострокову і надійну роботу газової турбіни.

У карбюраторних двигунах повітряний нагнітач можна установлювати за карбюратором або перед ним. При розміщенні нагнітача за карбюратором через нього проходить паливно-повітряна суміш. Підвищення температури повітря в нагнітачі покращує умови випаровування палива, проте крапельки палива, що не випарувалися, можуть бути відкинуті на стінки, що може обіднити робочу суміш. При розташуванні нагнітача перед карбюратором його треба виконувати герметичним.

При *інерційному наддуві* тиск на вході в циліндри підвищується в кінці впуску за час запізнювання закриття впускного клапана. Досягається це за рахунок використання кінетичної енергії потоку повітря, що рухається у впускному тракті двигуна. Тиск на вході в циліндр у кінці впуску залежить від маси і швидкості повітря у впускному повітропроводі. Для підвищення тиску на впуску застосовують довгі впускні трубопроводи, спеціально профільовані кулачкові шайби впускних клапанів та ін.

З метою покращення очистки циліндрів і повнішого їхнього заповнення свіжим зарядом використовують ежекторний ефект впускного тракту.

Інерційний наддув дає можливість отримати невисокі ступені наддуву. Його застосовують в основному в карбюраторних двигунах.

Двотактні двигуни забезпечують продувочним насосом з механічним приводом, за допомогою якого циліндр продувають і наповнюють свіжим зарядом при тиску 0,115...0,125 МПа. Таким чином, двотактні двигуни можна вважати за двигуни з механічним наддувом. Одночасно з механічним наддувом двотактні двигуни як другий ступінь можуть мати газотурбінний наддув. Але не слід забувати, що в двотактних двигунах температура відпрацьованих газів менша (270...350 °С), ніж у чотиритактних (350...500 °С), а значить, менше і запас енергії цих газів. Це може виявитися недостатнім для здійснення газотурбінного наддуву з необхідним ступенем підвищення тиску, особливо на дольових режимах роботи двигуна.

**Швидкісні характеристики двигунів.** Двигуни внутрішнього згоряння можуть працювати з різною потужністю і частотою обертання. Дійсні значення потужності, середнього ефективного тиску, питомої витрати палива та інших показників, що характеризують роботу двигуна на різних режимах, визначають при випробуваннях. Результати їх зображають у вигляді графічних залежностей одних параметрів від інших. Такі залежності називаються характеристиками двигуна (швидкісними, навантажувальними і регулювальними).

Швидкісні характеристики показують залежність основних показників (потужності, крутного моменту, питомої витрати палива) від частоти обертання колінчастого вала при постійному положенні паливорегулюючого органу (дросельної заслінки, рейки паливного насоса). Залежно від положення паливорегулюючого органу розрізняють зовнішню і проміжні швидкісні характеристики. Зовнішню швидкісну характеристику знімають при повністю відкритій заслінці, або при повній подачі палива насосом.

У дизелях паливні насоси встановлюють із запасом по продуктивності, тому залежно від положень рейки паливного насоса в них розрізняють три зовнішні швидкісні характеристики:

*нормальну експлуатаційну*, відповідну потужностям, що розвиваються в експлуатації без обмеження часу;

*найбільшу експлуатаційну*, що забезпечує найбільшу експлуатаційну потужність протягом обмеженого часу (1...3 г);

*максимальну*, відповідну максимальній потужності на всьому діапазоні частоти обертання (рейка паливного насоса поставлена на максимально можливу подачу); експлуатація дизелів на цій характеристиці не допускається.

Характеристики, отримані при неповному відкритті дросельної заслінки або проміжній подачі палива насосом, називаються проміжними швидкісними характеристиками.

Ефективна потужність, що розвивається двигуном:

$$N_e = C p_e n, \quad (19.23)$$

де  $C$  – постійний коефіцієнт двигуна.

$$C = \frac{V h k i}{60}. \quad (19.24)$$

Підставляючи значення  $N_e$  у формулу для крутного моменту, отримуємо

$$M_e = 9,55 \frac{N_e}{n} = 9,55 C p_e. \quad (19.25)$$

З 19.23 випливає, що ефективну потужність двигуна можна змінити двома способами: зміною частоти обертання  $n$  і зміною тиску  $p_e$  за рахунок циклової подачі палива. У другому випадку змінюватиметься і крутний момент  $M_e$ . Теоретично кожному положенню паливорегулюючого органу при різних  $n$  повинне відповідати постійне  $p_e$ .

Насправді залежно від частоти обертання  $n$  змінюватимуться коефіцієнт наповнення циліндра, кількість палива, що подається, умови сумішоутворення та ін. Всі ці фактори обумовлюють залежність  $p_e$  від  $n$  при даному положенні дросельної заслінки або рейки паливного насоса.

Зовнішня швидкісна характеристика двигуна зображена на рис. 19.24. Як видно, спочатку ефективна потужність двигуна збільшується до  $N_{emax}$  майже пропорційно частоті обертання, надалі її зростання сповільнюється. Максимальна потужність, при якій двигун може працювати тривалий час, називається номінальною  $N_{en}$ . Цій потужності відповідає номінальна частота обертання  $n_n$ . При частоті обертання вище  $n_n$  ефективна потужність двигуна знижується. Найбільш економічний режим роботи двигуна  $g_{emin}$  не збігається з номінальним, оскільки із збільшенням  $n$  зростають механічні втрати, коефіцієнт залишкових газів та ін.

З приведених кривих на рис. 19.24 видно, що режим, відповідний максимальному крутному моменту  $M_{emax}$ , також не збігається з номінальним. Відношення максимального крутного моменту  $M_{emax}$  до крутного моменту  $M_{en}$ , відповідного номінальній частоті обертання, називається *коефіцієнтом пристосованості*.

$$k = M_{emax} / M_{en} \quad (19.26)$$

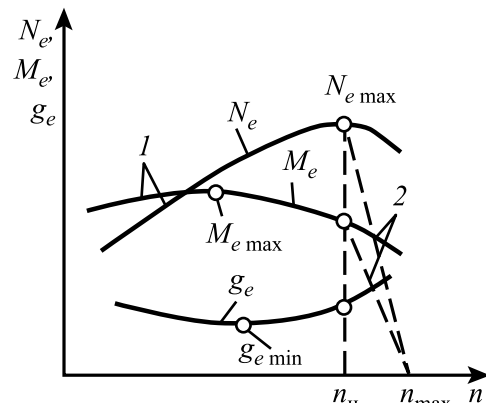


Рис. 19.24. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

Він характеризує здатність двигуна долати короточасні перевантаження в результаті зростання крутного моменту  $M_e$  при зниженні частоти обертання вала двигуна від номінальної  $n_n$  до  $n$ , що відповідає  $M_{emax}$ .

Для карбюраторних двигунів  $k = 1,25 \dots 1,45$ . У дизелів крива крутного моменту проходить пологіше, і вони мають нижче значення до  $k = 1,05 \dots 1,15$ .

Проміжні швидкісні характеристики знімають при роботі двигуна на дольових режимах. Число їх може бути нескінченно велике, оскільки існує безліч проміжних положень паливорегулюючих органів. Робота двигуна по таких характеристиках завжди менш економічна через зменшення механічного ККД внаслідок зниження індикаторної потужності.

Взаємне розташування зовнішніх (криві 1) і проміжних (криві 2) характеристик карбюраторного двигуна показані на (рис. 19.25, а).

У цих двигунів потужність (суцільні лінії) і крутний момент (пунктирні лінії) залежать в основному від коефіцієнта наповнення циліндрів горючою сумішшю  $\eta_n$ , який падає із збільшенням  $n$ . Чим більше прикриття дросельної заслінки, тим значніше із збільшенням  $n$  знижується і  $\eta_n$ , а отже, і потужність, і крутний момент на валу двигуна. При цьому максимум потужності зміщується у бік меншої частоти обертання.

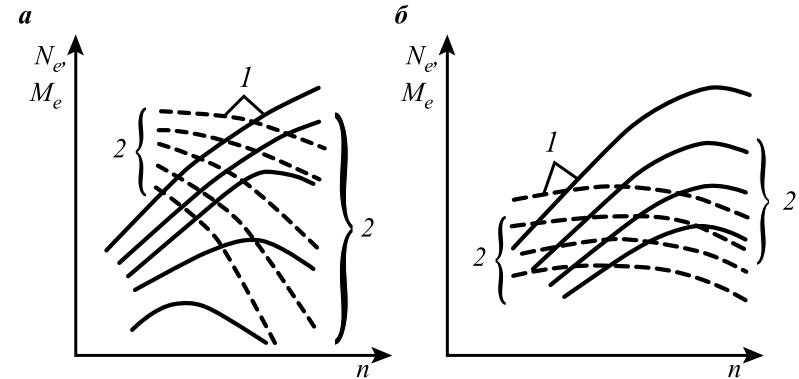


Рис. 19.25. Взаємне розташування зовнішніх і проміжних характеристик у карбюраторних двигунів (а) і дизелів (б)

Дещо інші проміжні характеристики у дизелів (рис. 19.25, б). Пояснюється це тим, що в них зменшення подачі палива за цикл при переміщенні рейки не змінює характеру залежності подачі від частоти обертання, у зв'язку з чим проміжні характеристики (криві 2) мають приблизно той же характер протікання, що і зовнішні (криві 1).

Зовнішні і проміжні характеристики, зняті при роботі двигуна з регулятором частоти обертання, називаються *регуляторними*. Вони обмежують діапазон можливих режимів роботи двигуна. Якщо двигун обладнаний однорежимним регулятором, то знімається одна характеристика, якщо всережимним, то декілька (при різних швидкісних режимах).

Взаємне розташування зовнішньої 1 і регуляторної 2 характеристики дизеля, обладнаного однорежимним регулятором частоти обертання, приведено на рис. 19.25. При роботі двигуна по регуляторній характеристиці найбільша частота обертання  $n_{max}$  відповідає режиму холостого ходу ( $N_e = 0$ ), а найменша частота обертання найбільшій потужності, що розвивається двигуном при заданому положенні регулятора. При зниженні  $n$  менше  $n_n$  двигун переходить на роботу по зовнішній швидкісній характеристиці 1.

**Навантажувальні характеристики.** Навантажувальні характеристики показують залежність основних показників роботи двигунів при різних навантаженнях, але при постійній частоті обертання ( $n = const$ ).

У карбюраторних двигунах зміна навантаження досягається зміною положення дросельної заслінки, а в дизелях – зміною циклової подачі палива. Характеристика навантаження дизеля, що показує залежність годинної і питомої витрат палива і ефективного ККД від потужності, яку розвиває двигун, зображена на рис.19.25. Замість потужності по осі абсцис можна відкладати середній ефективний тиск  $p_e$  або крутний момент  $M_e$ , по яких також судять про навантаження на двигун.

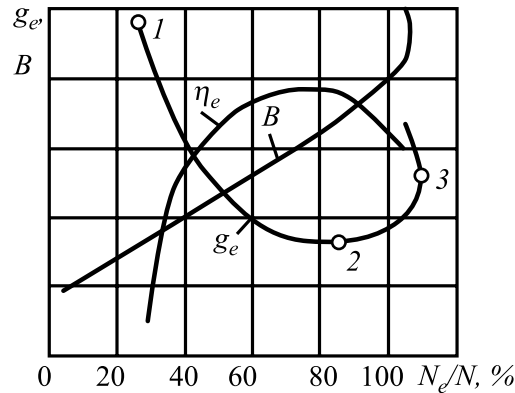


Рис. 19.26. Навантажувальна характеристика двигуна

З приведених (рис. 19.26) кривих видно, що в початковий момент із збільшенням навантаження питома витрата палива  $g_e$  зменшується (ділянка 1-2) і в точці 2 досягає мінімуму внаслідок максимального ефективного ККД. Далі вона зростає до точки 3, яка відповідає номінальному навантаженню двигуна. Це пояснюється погіршенням згоряння палива через зменшення коефіцієнта надлишку повітря. У дизелях за межами точки 3 різко знижуються економічні показники внаслідок неповноти згоряння, що призводить до зниження потужності.

Навантажувальні характеристики можуть бути отримані не тільки для номінальної, але і для будь-якої частоти обертання колінчастого вала двигуна, який входить у діапазон її змін.

**Регульовальні характеристики.** Регульовальні характеристики показують залежність потужності і питомої витрати палива при постійній частоті обертання від якої-небудь величини (коефіцієнта

надлишку повітря, обумовлюючого склад суміші, кута випередження подачі палива і тиску відкриття голки форсунки в дизелях, кута випередження запалення в карбюраторних двигунах), регульованої в двигуні. При знятті регульовальних характеристик визначають оптимальні значення вказаних величин, що забезпечують найбажаніші умови роботи двигуна при заданій  $n = const$ .

Як приклад, на рис. 19.27 приведена регульовальна характеристика карбюраторного двигуна по куту випередження запалення  $\varphi$ . Зниження потужності при кутах випередження запалення, менших найбажанішого  $\varphi_{оп}$ , обумовлюється згорянням значної частини палива на лінії розширення, що призводить до збільшення втрат в охолоджуючу рідину і з відпрацьованими газами. Збільшення кута випередження по відношенню до оптимального є причиною детонаційного горіння, що також веде до зниження потужності.

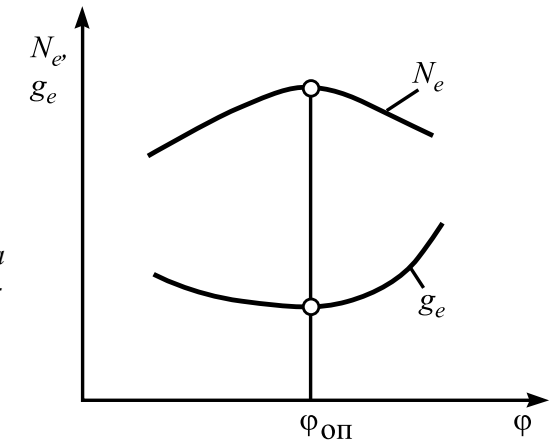


Рис. 19.27. Регульовальна характеристика карбюраторного двигуна по куту випередження запалення

### Питання для самопідготовки до теми 19

1. Наведіть класифікацію двигунів внутрішнього згоряння.
2. Які особливості сумішоутворення в карбюраторних двигунах та в дизелях.
3. Опишіть робочий процес в чотири- та двотактних двигунах.
4. Наведіть схему комбінованого двигуна внутрішнього згоряння.
5. Дайте визначення середнього індикаторного тиску.
6. Наведіть вираз для індикаторної та ефективної потужності.
7. Укажіть значення показників роботи двигунів (індикаторний та ефективний ККД, питома витрата палива).

## Тема 20. Сушарки та їх використання

### 20.1. 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. 20.1.

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.

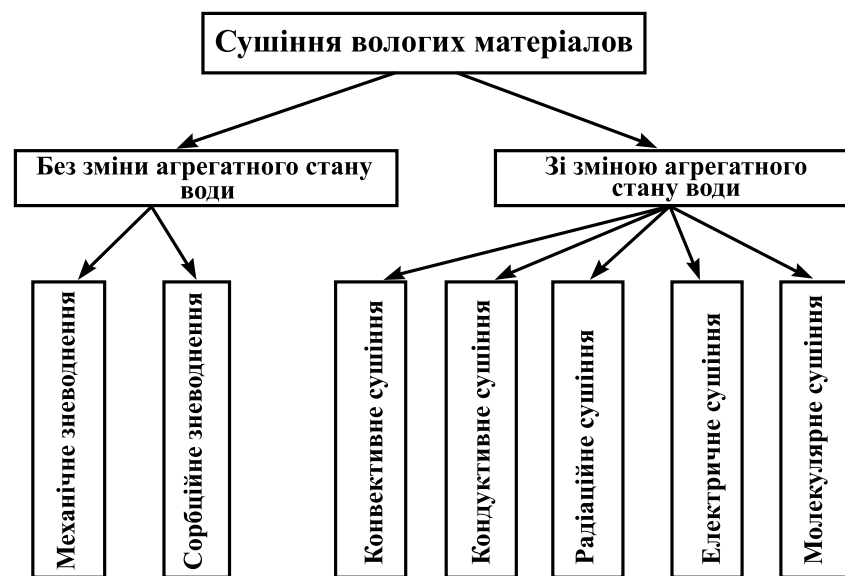


Рис. 20.1. Класифікація методів сушіння

**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.

*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 вентильовання та забезпечує зберігання якісних показників матеріалу (особливо для посівного зерна). Однак сушіння триває дуже довго, потребує

додаткових приміщень, виділення та регенерації вологопоглиначів.

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, незважаючи 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.

Сублімаційний 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 одразу 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 вітання; сушарки з *переміщуванням шаром*, де зерно зміщується воружилками, 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 повітро-розподільними каналами, коробами, жалюзі, перфорованими стінками); *барабанні зерносушарки*; установки з *рухомою і нерухомою перфорованою підлогою* (сушка в мішках, ящиках, лотках); *бункери активного вентилявання*.

## 20.2. Барабанні, шахтні сушарки

*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. 20.2.

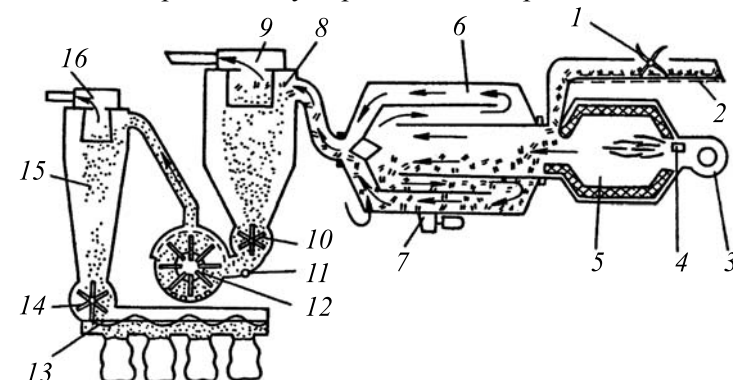


Рис. 20.2. Сушильна установка барабанного типу АВМ-0,4:

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 ро-  
ликах, спираючись на них своїми бандажами. Барабан обертається  
за допомогою зубчатого вінця, що перебуває у зачепленні з шес-  
тернею, яка приводиться в дію від електродвигуна через редуктор.  
Швидкість обертання барабана  $1...8 \text{ хв}^{-1}$ , а діаметр його залежить  
від продуктивності. Барабан встановлюється горизонтально або з  
незначним нахилом у бік переміщення матеріалу. Для розгалуже-  
ного контакту матеріалу з теплоносієм у барабані встановлюються  
насадки, які можуть бути різної форми. Напрямки руху матеріалу і  
теплоносія можуть бути прямоточними, протипоточними або пере-  
хресними.

Сушіння сипучих матеріалів із високим вмістом вологи прово-  
диться у барабанних сушарках топковими газами, або відхідними  
газами котельних установок.

Вологий матеріал поступає у сушильний барабан і за допомогою  
гвинтових доріжок рівномірно розподіляється по його перетину. Пе-  
реміщення 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 вологи і температура ма-  
теріалу не піднімається вище від точки кипіння води при сталому  
тиску.

*Шахтні сушарки* належать до установок безперервної дії і ви-  
користовуються в промисловості для сушіння сипучих матеріалів.  
Теплоносій та вологий матеріал у цих сушарках рухаються у проти-  
лежних напрямках. Конструктивна схема шахтної сушарки подана  
на рис. 20.3.

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.

Теплоносій подається з топки 1 знизу і, рухаючись вгору по по-  
давальних коробах 11, у сушильні камери 8 і 12, назустріч волого-  
му 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 вен-  
тилятором 10 через відвідний дифузор 9. Сушарки цього типу пра-  
цюють на топкових газах або гарячому повітрі.

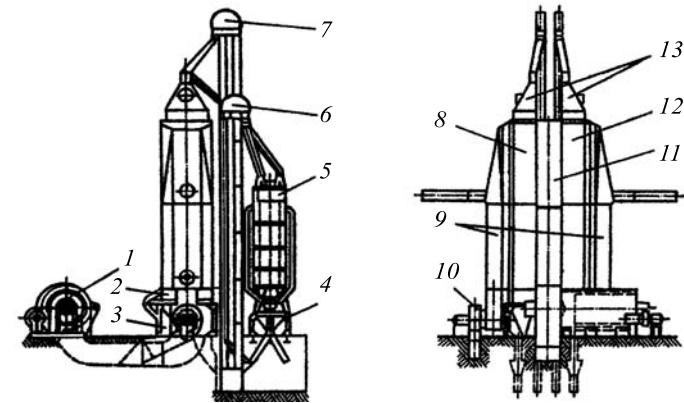


Рис. 20.3. Конструктивна схема шахтної сушарки:  
1 – топка для рідкого палива; 2 – розвантажувальні пристрої; 3 –  
станина; 4 – проміжний бункер; 5 – виносна охолоджувальна ко-  
лонка; 6 – норія для сухого зерна; 7 – норія для вологого зерна; 8 і 12  
– шахти сушильних камер; 9 – відвідний дифузор; 10 – вентилятор;  
11 – дифузор (подавальні короби); 13 – надсушильний бункер

### 20.3. Бункери активного вентилявання

Для потокової технології найбільше застосовують в умовах  
сільськогосподарського виробництва установки типу вентиляво-  
аних бункерів. Вони мають деякі переваги: легко вписуються в пото-  
кову лінію післязбиральної обробки зерна, зручно компонуються з  
рештою її елементів; процес активного вентилявання при викори-  
станні зазначених засобів підлягає повній механізації та автомати-  
зації, що забезпечує високу ефективність і якість обробки насіння;  
можливість здійснення саморозвантаження і повного очищення бун-  
керів дозволяє усувати важку фізичну працю і небезпеку засмічення  
сортового матеріалу при зміні зерна, що підлягає вентиляванню;  
конструкція робочої камери забезпечує універсальність застосуван-  
ня, можливість обробки зерна різних культур незалежно від особли-  
востей їх фізико-механічних та інших властивостей (рис. 20.4).

Основними його елементами є робоча камера 1, поршень роз-  
поділу повітряного потоку і лебідка 4 для його переміщення, вен-  
тилятор 3 з електродвигуном, електрокалорифер 2, завантажувальний  
та розвантажувальні пристрої 5, пульт керування і регулювання.  
Робоча камера являє собою кільцевий простір між двома концен-  
трично розміщеними перфорованими циліндрами центральним 8  
та зовнішнім 7. Центральний циліндр призначений для підведення і  
розподілення повітряного потоку по висоті установки.

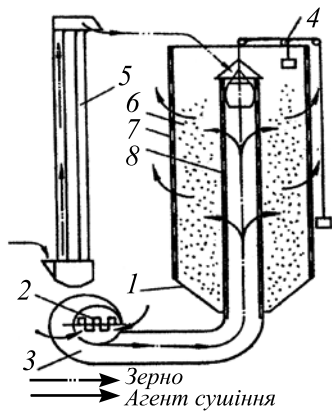


Рис. 20.4. Бункер активного вентилявання:  
 1 – робоча камера; 2 – електрокалорифер; 3 – вентилятор; 4 – лебідка; 5 – завантажувальний пристрій; 6 – шар зерна; 7 – зовнішній циліндр; 8 – центральний циліндр

Циліндри виготовлені з решітних полотен із спрямованими отворами. Еліпсоїдна 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 завантажену 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 тічку із заслінкою.

## 20.4. Зерносушильна техніка

На хлібозаготівельних підприємствах України найпоширеніші стаціонарні зерносушарки – шахтні прямоочні ДСП-320Т, що застаріли морально й фізично. На зміну їм прийшли більш досконалі шахтні прямоочно-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 проект 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 м<sup>3</sup>/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 ДЮ4-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 ДСП-25, 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 експериментально-промислових 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 розроблені й успішно експлуатуються малогабаритні сушарки, у яких використовується киплячий шар, що значно інтенсифікує процес за рахунок рівномірного тепломасообміну. Підвищена температура повітря (120...130 °С) 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.

## 20.5. Дослідження процесу конвективного сушіння

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 температури;

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 проштовхування рідини у напрямку теплового потоку вологи.

Потік вологи під дією градієнта концентрації записується:

$$M_w = -K_w F \frac{\partial C}{\partial x} \tau, \quad (20.1)$$

і під дією градієнта температури:

$$M_t = -K_t F \frac{\partial t}{\partial x} \tau, \quad (20.2)$$

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 переміщається, дорівнює різниці цих двох величин:

$$M = M_w - M_t, \quad (20.3)$$

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. 20.5), де:

$w = F(\tau)$ , залежність між вологовмістом матеріалу  $w$  та тривалістю процесу сушіння  $\tau$ ;

$\frac{dw}{d\tau} = f(w)$ , залежність між швидкістю сушіння та вологовмістом матеріалу  $w$ ;

$T = \varphi(w)$ , залежність між температурою  $T$  та вологовмістом матеріалу  $w$  в процесі сушіння.

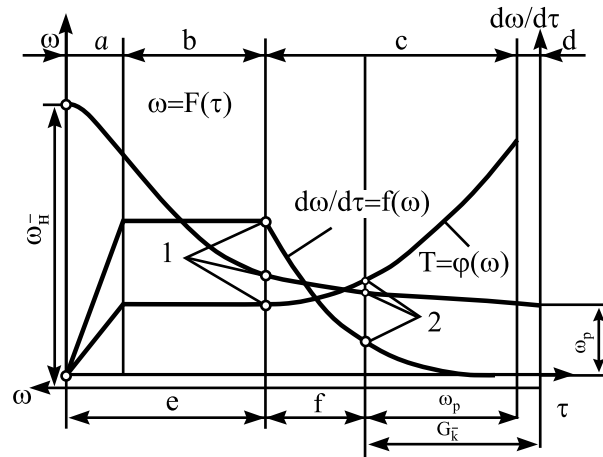


Рис. 20.5. Типові криві сушіння капілярно - пористих матеріалів:  $a$  – період нагрівання матеріалу;  $b$  – період постійної швидкості сушіння;  $c$  – період зниження швидкості сушіння;  $d$  – область стану рівноваги;  $e$  – область вологого стану;  $f$  – область гігроскопічного стану матеріалу; 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 темпе-

ратура 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 випарюваної 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 перетину кривих сушіння – перших критичних точок.

Експериментально отримано наступне рівняння для швидкості сушіння в період постійної швидкості повітря над матеріалом:

$$\frac{dW}{d\tau} = 0,075v_n \rho^{0,8} (p_t - p_{II}), \quad (20.4)$$

де  $v_n$  – швидкість повітря над матеріалом, м/с;  $\rho$  – густина повітря,

м<sup>3</sup>/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  $W_p$  та часу отримуємо тривалість постійної швидкості сушіння:

$$\tau_1 = \frac{W_H - W_p}{0,075v_n \rho^{0,8} (p_t - p_{II})}, \quad (20.5)$$

де  $W_H$  – початкове значення вологості, %;  $W_p$  – вологість рівноваги насіння, %.

*Період зниження швидкості сушіння.* Після перших критичних точок характер протікання кривих сушіння різко змінюється. Невідповідність між кількістю вологи, що випаровується з поверхні, і кількістю вологи, 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 вологи, що видаляється, з матеріалу, від чого залежить швидкість сушіння. Період сушіння від початкової вологості матеріалу до другої критичної точки відповідає видаленню капілярної вологи, а наступний період до рівноважної вологи – видаленню адсорбційно-зв'язаної вологи. 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:

$$\frac{dW}{dt} = K_c (W_{II} - W_p), \quad (20.6)$$

де  $W_{II}$  – 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:

$$\tau_2 = \frac{1}{K_c} \ln \frac{W_{Kp} - W_p}{W_2 - W_p}, \quad (20.7)$$

де  $W_{Kp}$  – значення критичної вологості, %;  $W_2$  – значення вологості видаленої на другому етапі сушіння, %.

Загальна тривалість сушіння визначається:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = \frac{W_H - W_p}{0,075v_n \rho^{0,8} (p_t - p_{II})} + \frac{1}{K_c} \ln \frac{W_{Kp} - W_p}{W_2 - W_p}. \quad (20.8)$$

### 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:

$$w = \frac{M_W}{G + M_W} 100\%, \quad (20.9)$$

де  $M_W$  – 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  $G_g$  що підлягає випаровуванню, і кількості висушеного матеріалу  $G_2$  при заданій кількості вологого матеріалу  $G_1$ , в кг/год:

$$G_2 = G_1 \frac{100 - W_1}{100 - W_2}, \quad (20.10)$$

де  $W_1$  і  $W_2$  – початкова та кінцева вологість матеріалу, %.

Тоді матеріальний баланс процесу сушки:

$$G_1 = G_2 + G_g. \quad (20.11)$$

Рівняння матеріального балансу можна записати, скориставшись тим, що кількість сухої речовини в матеріалі з часом сушіння не змінюється:

$$G_1 \left(1 - \frac{W_1}{100}\right) = G_2 \left(1 - \frac{W_2}{100}\right). \quad (20.12)$$

Комбінуючи (20.11) та (20.12), отримуємо кількість вологи для видалення:

$$G_g = G_1 \frac{W_1 - W_2}{100 - W_2}, \quad (20.13)$$

$$G_g = G_2 \frac{W_1 - W_2}{100 - W_1}. \quad (20.14)$$

Визначення витрат повітря на одиницю випареної вологи ведеться за формулою

$$G_{II} = \frac{1}{d_2 - d_1}, \quad (20.15)$$

а загальні витрати повітря

$$G_{II} = \frac{G_g}{d_2 - d_1}, \quad (20.16)$$

де  $d_1$  – вологовміст повітря на вході в сушарку, кг/кг,  $d_2$  – вологовміст повітря на виході з сушарки, кг/кг.

**Матеріальний баланс ідеальної сушарки.** Складаючи вхідні та вихідні показники витрат повітря в сушарці, отримуємо:

$$\text{надходження} \leftarrow L + \frac{Ld_1}{1000} + G_1 = L + \frac{Ld_2}{1000} + G_2 \rightarrow \text{витрати}, \quad (20.17)$$

де  $L$  – сухе повітря, кг/с;  $Ld_1$  – 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

$$G_1 - G_2 = L(d_2 - d_1)/1000, \quad (20.18)$$

звідки з врахуванням (20.10), кількість вологи дорівнює:

$$G_g = L \frac{d_2 - d_1}{1000}, \quad (20.19)$$

а кількість повітря

$$L = G_g \frac{1000}{d_2 - d_1}. \quad (20.20)$$

Питома витрата повітря в сушарці:

$$l = \frac{1000}{d_2 - d_1}. \quad (20.21)$$

**Матеріальний баланс реальної сушарки.** Подібно до попереднього складемо надходження та витрати теплоти реальної сушильної установки.

**Рівняння теплового балансу реальної сушарки:**

$$\downarrow \text{надходження теплоти} \quad \uparrow \text{витрати теплоти} \\ \downarrow Lh_1 + Q + G_{1(c_1 t_1)} + G_{y(c_y t_y)} + Q_d = Lh_2 + Q_\eta + G_{2(c_2 t_2)} + Q_{н.с.} \uparrow, \quad (20.22)$$

де  $Lh_1$  – теплота, що вноситься свіжим повітрям, Дж/с;  $Lh_2$  – теплота, що виноситься повітрям з сушарки, Дж/с;  $Q$  – теплота, що віддається калорифером, Дж/с;  $Q_\eta$  – 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 виноситься 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:

$$L(h_2 - h_1) = (G_{1(c_1 t_1)} - G_{2(c_2 t_2)}) + G_{y(c_y t_y)} + Q_d - Q_{н.с.} \quad (20.23)$$

Аналіз правої частини рівняння показує, що теплота повітря та теплота, що додатково подається в сушильну камеру, витрачаються на підігрів матеріалу  $Q_m = (G_{1(c_1 t_1)} - G_{2(c_2 t_2)})$ , установки  $Q_y = G_y(c_y t_y)$  та в навколишнє середовище:

$$L(h_2 - h_1) = Q_m + Q_y + Q_d - Q_{н.с.} \quad (20.24)$$

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 виноситься повітрям, і, таким чином, тепловміст повітря в цьому процесі не змінюється.

Розділивши рівняння (20.22) на  $G_g$  отримаємо в лівій частині замість загальної питомої витрати повітря, а в правій частині відповідно питомі витрати кількості теплоти на видалення 1 кг вологи:

$$l(h_2 - h_1) = q_m + q_y + q_d - q_{н.с.} \quad (20.25)$$

Праву частину рівняння (20.23) прийнято позначати знаком  $\Delta$  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:

$$\Delta = l(h_2 - h_1) \quad \text{або} \quad h_2 = h_1 + \frac{\Delta}{l}. \quad (20.26)$$

Останнє рівняння показує, що характер зміни ентальпії повітря в процесі сушіння залежить від  $\Delta$ .

## 20.6. Дійсний процес сушіння і його зображення в $Id$ ( $Hd$ ) - діаграмі

Для випадку, якщо величина  $l$  визначена попередньо з теплового балансу, побудуємо процес у  $hd$  - діаграмі (рис. 20.6).

Скористаємося рівнянням (20.21), підставивши значення  $l$ :

$$\Delta = 1000 \frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_0} \quad (20.27)$$

Наносимо на  $hd$ -діаграму точку  $A$ , що характеризує етап свіжого повітря, і точку  $B$ , що характеризує етап повітря після калорифера. Потім через точку  $B$  проведемо лінію  $h_1 = const$ . На цій лінії довільно виберемо точку  $E$  і через неї проведемо горизонталь до перетину з лінією  $AB$  у точці  $F$ .

Згадаємо рівняння (20.26):

$$h_2 = h_1 + \frac{\Delta}{l}$$

На діаграмі при  $\Delta > 0$  лінія  $h_2 = const$  проходить над лінією  $h_1 = const$ . 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 (20.27) при зміні координати довільно обраною точкою на лінії сушіння ( $h, d$ ), має вигляд:

$$\Delta = 1000 \frac{h - h_1}{d - d_0} \quad (20.28)$$

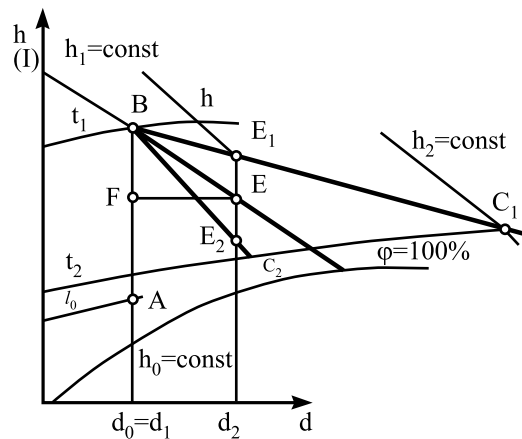


Рис. 20.6. Процес дійсного сушіння в  $hd$ -діаграмі

Відповідно до рис. 20.6 різниця ентальпій  
 $h - h_1 = EE_1 M_l$ .

Різниця вологовмісту

$$d - d_1 = EFM_d$$

$$\text{отже, } \Delta = \frac{EE_1 M_l}{EFM_d} 1000, \quad \text{звідки } EE_1 = EF \frac{\Delta}{M} \quad (20.29)$$

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. 20.6) 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  $C_1 D_1$ , і  $C_2 D_2$ . Зазначимо, що  $l$ , і  $q$  залежать від величини виправлення на дійсну сушарку  $\Delta$ .

**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. 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 шибєрів. 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:

$$d_{cm} = \frac{d_0 - n d_2}{1 + n} \quad (20.30)$$

Процес сушіння з рециркуляцією представлено на  $hd$ -діаграмі (рис. 20.7).

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 перетині лінії  $d_{cm} = const$  і ізотерми  $t_{cm1}$ .



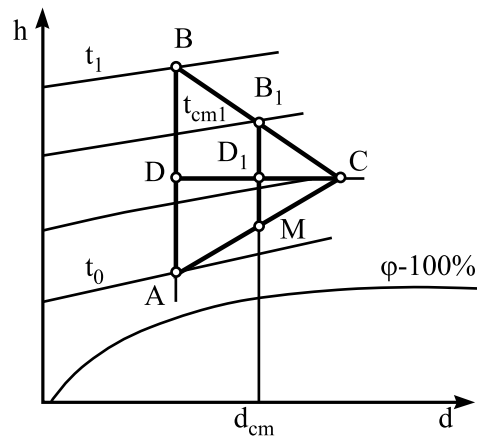


Рис. 20.7. Процес сушіння з рециркуляцією в  $hd$ -діаграмі

Порівнюємо питомі витрати повітря і теплоти в калорифері для процесу з рециркуляцією й основним процесом, побудованого на тих параметрах свіжого і повітря, що відробило. Пи-

тома витрата повітря в основному процесі характеризує лінія  $CD$ , а в процесі з рециркуляцією – лінія  $CD_1$ . Питомі витрати повітря в процесі з рециркуляцією більше, ніж в основному процесі, тому що  $CD > CD_1$ .

Питомі витрати теплоти в калорифері в основному процесі

$$q_k = \frac{AB}{CD} M. \quad (20.31)$$

Для процесу з рециркуляцією

$$q'_k = \frac{AB_1}{C_1D} M. \quad (20.32)$$

З подоби трикутників  $ABC$  і  $MB_1C$  випливає, що

$$\frac{AB}{CD} = \frac{MB_1}{C_1D}, \quad (20.33)$$

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, формули (20.13, 20.14).
2. Визначити кількість висушеного матеріалу, формула (20.10).
3. Графічно визначити питомі витрати повітря та питомі витрати теплоти за діаграмою, рис. Д1.
4. Витрати повітря на одиницю випареної вологи (20.15, 20.16).
5. Кількість теплоти для нагрівання сухого матеріалу від початкової його температури до кінцевої (20.19).

6. Кількість теплоти, що витрачається на випарювання вологи, кДж

$$Q_g = G_g(r + c_g T_n), \quad (20.34)$$

де  $r$  – питома теплота пароутворення при температурі  $100^\circ\text{C}$ .

7. Кількість теплоти, що витрачається на нагрівання продукту, кДж,

$$Q_m = G_2 c_m (T_k + T_n), \quad (20.35)$$

де  $c_m$  – теплоємність вологи, кДж/кг  $^\circ\text{C}$ .

Витрата повітря, що витрачається на нагрівання матеріалу,

$$G_n = \frac{Q_m \eta}{h_1 - h_2}. \quad (20.36)$$

8. Втрати теплоти в навколишнє середовище, кДж:

$$Q_n = \frac{(Q_g - Q_m) \xi}{100}, \quad (20.37)$$

де  $\xi = 5 \dots 15\%$  – втрати теплоти в навколишнє середовище.

9. Кількість теплоти для сушіння матеріалу, що визначається тепловим балансом:

$$Q = Q_g + Q_m + Q_n. \quad (20.38)$$

10. Об'єм сушильної камери:

$$V = \frac{G_g}{A},$$

де  $A$  – напруження сушарки по волозі, що становить  $A = 5 \dots 15$  кг  $\cdot$  год/м<sup>3</sup>.

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:

$$\tau = \frac{Q - G_2 \cdot c_m (t_m^u - t_m^k)}{v G_2},$$

де  $G_2$  – кількість насіння, кг;  $c_m$  – теплоємність насіння, 1520 кДж/кг °С;  $v$  – виділення теплоти за рахунок внутрішніх джерел, кДж/кг·год;  $t_m^u, t_m^k$  – початкова та кінцева температури насіння, °С;  $\tau$  – 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/м<sup>3</sup> 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.

### Питання для самопідготовки до теми 20

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 першій і другий періоди.
7. За якими ознаками класифікують сушарки.
8. Опишіть будову і принцип дії конвективних сушарок.
9. Охарактеризуйте спеціальні види сушіння: сублімація, інфра-червоне проміння, і поле струмів високої частоти.
10. Опишіть роботу сушарок різних типів.
11. Назвіть методи інтенсифікації процесів сушіння.

## Тема 21. Зберігання зерна, овочів та картоплі

### 21.1. Вологість, як показник якості зерна. Явище самозігрівання

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, установлюється 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, рицини – 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 обугленого. У зерні стає менше клейковини, якість її погіршується. У зерні, що самозігралося, 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 вентилування 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 термощтангами 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.

## 21.2. Зберігання овочів та картоплі

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. 21.1).

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, м<sup>3</sup>;  $O$  – завантажувальний обсяг, м<sup>3</sup>.

Таблиця 21.1  
Оптимальні умови зберігання овочевих і баштанних культур

| Овочі                   | Температура, °С |           | Відносна вологість повітря, % | Термін зберігання, місяць |
|-------------------------|-----------------|-----------|-------------------------------|---------------------------|
|                         | продукції       | в сховищі |                               |                           |
| Зелені                  | 0...1,5         | 0...1     | 90...95                       | 3                         |
| Капуста:                |                 |           |                               |                           |
| 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                       | 2 тижні                   |
| Баклажани               | 7...10          | 7...10    | 85...90                       | 2 тижні                   |
| Кавуни                  | 1...3           | 1...3     | 80...90                       | 3                         |

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. 21.2).

Таблиця 21.2

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                                     |

### 21.3. Активна вентиляція

Системи вентиляції 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. 21.1):

- 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).

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. 21.1) 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).

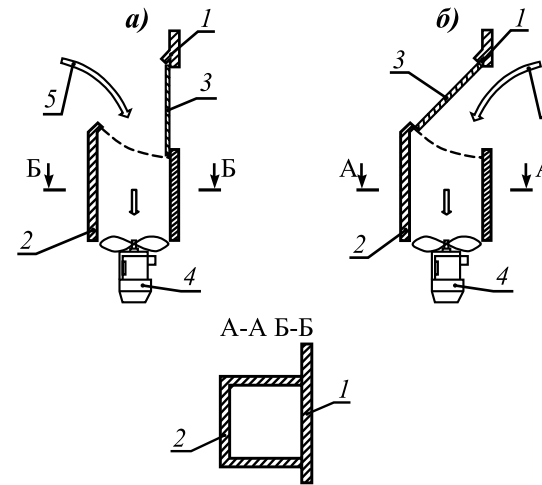


Рис. 21.1. Система вентиляції сховища: 1 – стіна сховища; 2 – канал для повітря; 3 – клапан організації руху повітря; 4 – вентилятор; 5 – схема руху повітря; а) – повітря рухається в сховищі; б) – повітря з навколишнього середовища направляється в сховище.

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. 21.2).

Магістральні й розподільні канали можуть бути як на підлозі, так і заглибленими (рис.21.3). 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 (м<sup>3</sup>/год), поперечним перерізом забірної шахти і магістрального

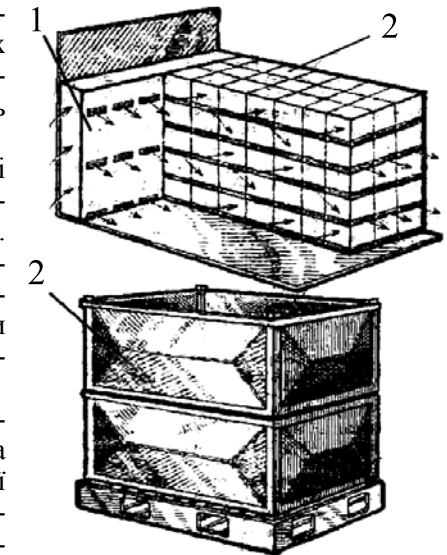


Рис. 21.2. Система розподілу повітря при зберіганні картоплі в контейнерах: 1 – канали для повітря; 2 – контейнери

каналу, 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  $V$  (м<sup>3</sup>/год), що забезпечуватиме підтримку допустимої концентрації шкідливих речовин, водяних парів і оптимальної температури.

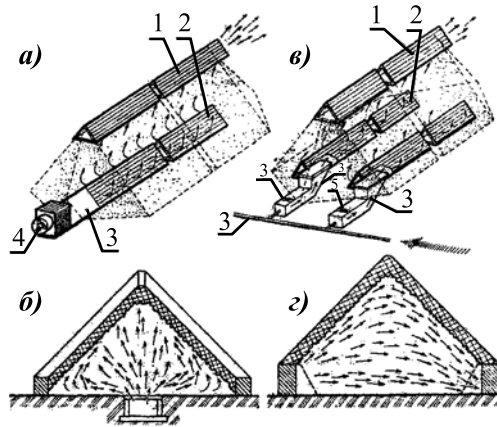


Рис. 21.3. Система розподілу повітря при зберіганні картоплі або капусти на підлозі та землі:

1 – канал виходу повітря; 2 – канал з отворами для подачі повітря в ворон; 3 – розподільні канали; 4 – вентилятор

За умови тривалої роботи вентиляції, виходячи з допустимого значення концентрації шкідливих речовин, величина повітрообміну  $V$  визначається:

$$V = \frac{x_{\text{сп.}}}{x_2 - x_0}, \text{ м}^3 / \text{год}, \quad (21.1)$$

де  $x_{\text{сп}}$  – кількість шкідливих речовин, що виділяється за одну годину, г/год;  $x_2$  – гранично-допустима концентрація шкідливих речовин, г/м<sup>3</sup>;  $x_0$  – концентрація шкідливих речовин у зовнішньому повітрі, г/м<sup>3</sup>.

Виходячи з допустимого утримання водяних парів:

$$V = \frac{W}{(d_3 - d_6) \cdot \rho}, \text{ м}^3 / \text{год} \quad (21.2)$$

де  $W$  – маса вологи, що виділяється в помешканні, г/год;  $d_3$  і  $d_6$  – вологовміст внутрішнього і зовнішнього повітря, г/кг;  $\rho$  – щільність повітря в помешканні, кг/м<sup>3</sup>.

Необхідний повітрообмін за надлишкової теплоти:

$$V_m = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{над}}}{C \cdot (t_6 - t_3) \cdot \rho}, \text{ м}^3 / \text{год}, \quad (21.3)$$

де  $C$  – ізобарна теплоємність повітря, ( $C = 1$  кДж/кг);  $Q_{\text{над}}$  – надлишковий потік теплоти, Вт;  $t_6$  – температура усередині помешкання, °С;  $t_3$  – температура зовнішнього повітря, °С.

Надлишковий потік становить:

$$Q_{\text{над}} = Q_m - Q_{\text{огор}}, \quad (21.4)$$

де  $Q_m$  – потік теплоти, що виділяється в помешканні від різноманітних джерел, Вт;  $Q_{\text{огор}}$  – 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:

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{C \cdot n}{C_1 - C_2}, \text{ м}^3 / \text{год}, \quad (21.5)$$

де  $C$  – кількість  $\text{CO}_2$ , що виділяється однією твариною (птицею), л/год;  $n$  – кількість тварин (птиці) у помешканні;  $C_1$  – гранично-допустима концентрація  $\text{CO}_2$  у повітрі помешкання, л/м<sup>3</sup>;  $C_2$  – концентрація у зовнішньому повітрі, л/м<sup>3</sup> (у сільській місцевості  $\text{CO}_2 = 0,3 \dots 0,4$  л/м<sup>3</sup>).

Необхідний повітрообмін для тваринницьких і птахівницьких помешкань є найбільшим із двох величин:  $C_{\text{CO}_2}$  і  $C_n$ .

Правильність розрахунку повітрообміну пов'язана з рекомендованою кратністю  $K$ , виходячи зі співвідношення:

$$K = \frac{V}{V_n}, \quad (21.6)$$

де  $V$  – обране значення повітрообміну, м<sup>3</sup>/год;  $V_n$  – внутрішній обсяг помешкання, м<sup>3</sup>/год.

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:

$$F = \frac{V}{3600 \cdot v_{\text{в.ш.}}}, \text{ м}^2, \quad (21.7)$$

де  $V$  – обраний перетин повітрообміну;  $v_{\text{в.ш.}}$  – швидкість руху повітря у витяжній шахті.

Чисельне значення  $v_{\text{в.ш.}}$  визначається зі співвідношення:

$$v_{\text{в.ш.}} = 2,2 \cdot \sqrt{\frac{h \cdot (t_6 - t_{3.в.})}{273}}, \quad (21.8)$$

де  $h$  – висота шахти, м;  $t_6$  – розрахункова температура усередині помешкання, °С;  $t_{3.в.}$  – розрахункова вентиляційна температура зовнішнього повітря, °С.

Кількість витяжних шахт:

$$n_{в.ш.} = \frac{F}{f}, \quad (21.9)$$

де  $F$  – площа поперечного перетину всіх витяжних шахт, м<sup>2</sup>;  $f$  – 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:

$$V_g = K_g \cdot V, \quad (21.10)$$

де  $K_g$  – поправний коефіцієнт втрати або підсоси повітря у повітроводах ( $K_g = 1,1$  – для повітровоходів довжиною до 50 м,  $K_g = 1,15$  – в інших випадках) [29].

Повний напір вентилятора:

$$P_g = H_T + h_{м.с.} \text{ Па} \quad (21.11)$$

де  $H_T$  – втрати за довжиною, Па;  $h_{м.с.}$  – втрати на місцеві опори, Па. Втрати напору за довжиною трубопроводу:

$$H_T = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{н.в.}^2}{2} \cdot \rho, \quad (21.12)$$

де  $\lambda$  – 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) [29];  $\rho$  – щільність повітря в трубопроводі, кг/м<sup>3</sup>.

Для трубопроводів прямокутного перетину приймають еквівалентний діаметр із співвідношення:

$$d_{скв} = \frac{2a\epsilon}{a + \epsilon}. \quad (21.13)$$

Місцеві опори:

$$h_{м.с.} = \sum \zeta \cdot v_{н.в.}^2 \cdot \frac{\rho}{2}, \quad (21.14)$$

де  $\sum \zeta$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів окремих ділянок припливної системи.

Виходячи з чисельних значень подачі  $V$  і повного напору  $P_g$ , проводиться підбір вентилятора за загальноприйнятою методикою (із використанням номограм).

Необхідну потужність (кВт) на валу електродвигуна для приводу вентилятора визначають за формулою

$$N_g = \frac{V_g \cdot \rho_g}{3600 \cdot \eta_g \cdot \eta_n}, \quad (21.15)$$

де  $\eta_g$  – ККД вентилятора;  $\eta_n$  – ККД передачі (0,8 для муфтового з'єднання; 0,95 – для клинопасової передачі; 0,9 – для плоскопасової передачі) [29].

Установлена потужність електродвигуна:

$$N_{уст} = K_3 \cdot N_g, \quad (21.16)$$

де  $K_3$  – 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 необхідний повітрообмін на 1 тону 100 м<sup>3</sup>/год · т. Визначити продуктивність вентилятора (м<sup>3</sup>/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:

$$100 \text{ м}^3/\text{год} \cdot \text{т} \cdot 200 \text{ т} = 20000 \text{ м}^3;$$

– 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 перетини  $P_p$  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).

#### 21.4. 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.

Загарену 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 маточники 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.21.3.

Таблиця 21.3

Строки літнього зберігання овочів у льодовику (нещільне укладання в інвентарних ящиках, встановлених на рейках)

| Овочі               | Тривалість зберігання без втрат, днів |
|---------------------|---------------------------------------|
| Зелена цибуля       | 8                                     |
| Салат               | 5                                     |
| Петрушка із зеленню | 7                                     |
| Огірок парниковий   | 10                                    |
| Кріп                | 4                                     |
| Морква              | 15                                    |
| Капуста цвітна      | 6                                     |
| Кабачок             | 7                                     |

## 21.5. Системи кондиціонування повітря

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 прямооточними або з рециркуляцією. У прямооточних 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 регулювальних 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 тепловологічне 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 досягнутий 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. 21.4).

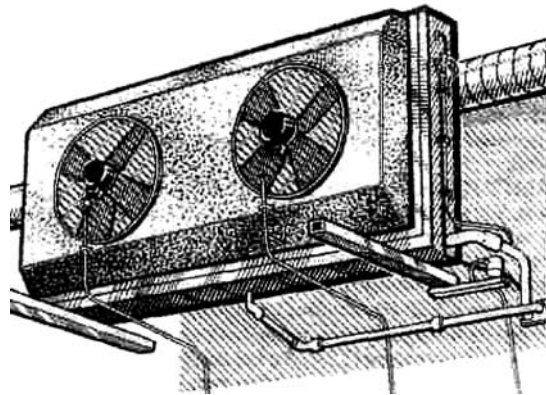


Рис. 21.4. Випарник кондиціонера

Для підтримки у верхній зоні сховища температури, що запобігає підпрівання (кондиціонування) верхнього шару насипу картоплі й промерзання покриттів, застосовують опалюва-

льно рециркуляційні агрегати, встановлюють їх біля зовнішніх стін із розрахунку 1 агрегат приблизно на 250 м<sup>2</sup> покриття. Система примусового зволоження вентиляційного повітря підтримує 95% відносної вологості, необхідне для прискорення загоєння ран у лікувальний період, запобігає осаді насипу картоплі й тим самим змін окремішності насипу. В наш час розроблені, скомпоновані в одному блоці модулі тепловологого оброблення вентиляційного повітря (вентиляційний модуль), що дозволяє створювати й підтримувати в комплексах заданий

температурно-вологісний 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 м<sup>3</sup>/год, вологовиробник – 8 кг пари за годину; діапазон регулювання температури +5...+15 °С; доуволужування повітря– 60...95%; похибка підтримки температури ±0,5 °С, відносної вологості – ±6,0%.

**Окремішність насипу картоплі**, частка не зайнятого бульбами загального обсягу шару насипу картоплі. Залежить від фракційного складу бульб і умов формування насипу; при зберіганні змінюється в процесі усадки шару картоплі і деформації бульб. Впливає на процеси теплома-сообміну 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. 21.4;

Таблиця 21.4.

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 |
| $\mu x$ | 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 окремішності 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  $\tau$  – час від початку зберігання, діб; формула застосовується для  $\tau > 65$ .

## 21.6. Розподіл повітря в сховищах

Характеристикою роботи системи вентиляції картоплексовищ 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 турбулентність. Характер розподілу повітря впливає на інтенсивність проходження лікувальних реакцій бульб і параметри температурно-вологісного режиму зберігання, залежить від способів роздачі повітря, розміщення витяжної вентиляції, розташування й ступеня заповнення обсягу секції (камери) картоплею, 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  $W_\mu$ , зв'язаних окремішністю  $\mu$ :

$$W = W_\mu \cdot \mu.$$

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 ( $50 \dots 100$  м<sup>3</sup>/год · т) і способом роздачі повітря, при розробці якого допускається локальне збільшення значення  $W_\mu$  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 нерівномірного поля швидкостей. *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 після ґрат (решітки);  $W_{cp}$  – середня швидкість виходу повітря після 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 теплома-сообміну в насипі картоплі і у вільному обсязі камер (секцій).

## 21.7. Теплоізоляція сховищ

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<sup>3</sup> і коефіцієнт теплопровідності до 0,47 Вт/м · °С.

У стінах із тришарових панелей заводської готовності з ефективними утеплювачами й залізобетонними або металевими облицюваннями 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 вентиляованих всередині повітрям прошарків товщиною 0,05-0,07 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.

### Питання для самопідготовки до теми 21

1. Охарактеризуйте якість зерна. Вимоги до зберігання.
2. Охарактеризуйте якість овочів та картоплі. Вимоги до зберігання.

3. Поясніть систему активної вентиляції в сховищах.
4. Поясніть систему кондиціонування в сховищах.
5. Поясніть систему розподілу повітря в сховищах.
6. Опишіть вимоги до теплоізоляції сховищ.

## Тема 22. Споруди захищеного ґрунту

### 22.1. Парниковий ефект

Парниковий ефект – розповсюджене явище, що може спостерігати кожний з нас. У теплицях, що навіть не мають спеціального обігріву, температура вище, ніж зовні, оскільки нагріте повітря не може вилетіти через скло або поліетиленову плівку. Добре відомо також, що в сонячний день у закритому автомобілі повітря набагато тепліше в порівнянні з «вуличним».

Ця закономірність діє й у масштабах планети Земля. Не вся енергія, яку одержує поверхня Землі від Сонця, повертається в космічний простір. При відсутності парникового ефекту середня температура приземного повітря становила б  $+18\text{ }^{\circ}\text{C}$ . У дійсності ж вона дорівнює  $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Кількість тепла, що залишається на планеті, залежить від складу атмосфери (так само як ступінь нагрівання теплиці визначається хімічною «палітрою» її прозорого покриття). Найсильніше затримує теплове випромінювання від поверхні Землі вуглекислий газ  $\text{CO}_2$ . До речі, він переважає в атмосфері Венери. Тому температура на поверхні нашої космічної сусідки  $+300\text{ }^{\circ}\text{C}$ , що робить існування життя там неможливим. Частка вуглекислого газу в земній атмосфері –  $0,033\%$ . Разом з іншими парниковими газами,  $\text{CO}_2$  затримує порівняно невелику частину тепла, що йде в космос, завдяки чому Земля не перегрівається.

Однак, як установили вчені ще в середині минулого сторіччя, підвищення концентрації вуглекислого й інших парникових газів може внести корективи в тепловий баланс планети. Втім, тоді ці знання носили теоретичний характер: реальні сили, що можуть змінити газовий склад атмосфери, не проглядалися. Актуальності ця проблема набула в ХХ сторіччі, коли людство, за висловом одного із засновників екології академіка В. І. Вернадського, «стало геологічною силою». У ході стрімкого розвитку промисловості і транспорту все більше кисню спалювалося в заводських печах й автомобільних двигунах. Відповідно, росла кількість виділеного в процесі горіння вуглекислого газу.

У 1985 році учасники сесії Всесвітньої метеорологічної організації (ВМО) заговорили про можливість посилення парникового ефекту в міру розгортання науково-технічного прогресу, що в підсумку здатно привести до глобального потепління. Воно викличе

масове танення льодовиків Антарктиди й Арктики, у результаті чого підвищиться рівень Світового океану. Наслідком такого розвитку подій є затоплення значної частини суші. Стане більше опадів. Дощі змиють з Землі міста, до яких «не дотягнуться» океанські води.

Щоб запобігти «тепловому удару» людства, світове співтовариство підготувало в грудні 1997 року в м.Кіото (Японія) угоду, що регламентує викиди парникових газів, насамперед  $\text{CO}_2$ . Оскільки останній в основному утворюється в ході спалювання палива промисловістю й транспортом, Кіотський протокол фактично визначає припустимий ступінь економічного розвитку. Діючий у сфері охорони природи принцип «забруднювач платить», цей документ підняв до світового масштабу й оформив у вигляді так званої «рамкової конвенції». Був установлений ліміт на загальний викид вуглекислого газу й введена квота для кожної країни з урахуванням її розмірів і промислового потенціалу.  $36\%$  квот одержали США,  $17\%$  – Росія,  $9\%$  – Японія,  $7\%$  – Німеччина та ін. Держави, що розвиваються, також одержали квоти на викид газів, причому вони можуть продавати ці квоти індустріально розвиненим державам. Останні повинні платити за свій внесок у світове потепління. Частину отриманих коштів, від цих засобів, намічено передавати слаборозвиненим країнам, інше – світовому фінансовому капіталу.

Кіотські угоди були неоднозначно сприйняті у світі. Так, уряд США швидко зрозумів каверзу. Зокрема, президент Клінтон, при якому розроблялася конвенція, висловився про неї позитивно, назвавши проблему глобального антропогенного потепління «однією з головних загроз людству». А от його спадкоємець поставився до цього документа інакше. Одним з перших рішень адміністрації Буша молодшого був вихід з Кіотського протоколу. Новий господар Білого дому охарактеризував конвенцію як «принципово помилкову».

Наша країна також підписала Кіотський протокол. Правильність цього рішення і його вплив на розвиток країни покаже час.

Порушимо питання й більш широко: наскільки серйозні побоювання, пов'язані із глобальним потеплінням, які принаймні формально, і викликали до життя угоди 1997 року?

*Тайфун проти атомної бомби.* Атмосфера Землі спочатку складалася в основному з вуглекислого газу. Коли з'явилися рослинні організми, вони знайшли в цій речовині необмежені можливості для фотосинтезу, у ході якого з вуглекислого газу й води виникають органічні сполуки й вільний кисень, необхідні для підтримки життя всієї біосфери. Завдяки діяльності живих організмів склалася певна пропорція газів в атмосфері –  $78\%$  азоту,  $21\%$  кисню,  $1\%$  аргону й  $0,033\%$  вуглекислого газу. Зважаючи на все це, співвідношення не мінялося багато мільйонів років.

Основні «постачальники» вуглекислого газу – вулканічна діяльність, пожежі, подих тварин і рослин. Усього в атмосферу попадає щорічно 750 мільярдів тонн вуглекислого газу. З них подих тварин дає 3 мільярди тонн. Приблизно стільки ж – діяльність людини. Як бачимо, внесок людини в загальний баланс CO<sub>2</sub> незначний і немає підстав вважати, що він зростає за останні роки. Грубе опалення за старих часів давало не менше вуглекислого газу, ніж сучасні автомобільні навали. У той же час величезна кількість кисню знищувалася середньовічними технологіями землеробства – випалюванням лісів і степів.

Теоретично, чим менше площа лісів, тим менш ефективно повинне йти перетворення вуглекислого газу в кисень. Однак динаміка зміни рослинної маси на планеті за останні сторіччя точно не відома. Крім лісів, кисень виробляє і Світовий океан. Хоча тут перебуває менш одного відсотка всієї біологічної маси Землі, він дає чверть всіх органічних сполук і кисню (фотосинтез іде у воді набагато активніше, ніж на суші).

Загальна частка суші, покритої лісом, становить зараз 30...40% і за останні сторіччя не міналася. При цьому локальні скорочення лісових масивів відбувалися неодноразово, як, наприклад, у Європі наприкінці Середньовіччя. Потім людство перейшло від дерева до нових джерел енергії – кам'яного й бурого вугілля, торфу. Почався природний процес відновлення лісів. Основна деревна маса перебуває не в Європі, а в Сибіру, Північній Америці, у долинах рік Амазонка й Конго. Тут за останні піввіку, за даними супутникової зйомки, площа земель, покритих лісом, збільшилася на 1...2%. Це результат зміни промислових і будівельних технологій, які вимагають усе менше деревини.

Як ми вже відзначали, у ХХ столітті людина стала геологічною силою. Але сила ця поки що незначна. От лише кілька прикладів, що підтверджують такий висновок. Енергія, яку виробляє людство, становить усього 0,006% енергії, що Земля одержує від Сонця. Атомна бомба має еквівалент від 7 до 40 кілотонн. Воднева бомба – близько мегатонни. Потужність єдиної у своєму роді «царьбомби», підірваної на Новій Землі в 1961 році, становила 58 мегатонн. У той же час тропічний тайфун середньої сили виділяє кілька тисяч, а сильний – кілька десятків тисяч мегатонн, що перевищує потужність усього ядерного арсеналу нашої планети.

Провідна країна світу – США викидає в навколишнє середовище 270 мільйонів тонн відходів за рік, Європа – 40...45 мільйонів тонн, інше людство – 18...20 мільйонів. А під час виверження вулкану Кракатау (Індонезія) у 1883 році в атмосферу за кілька днів потрапило 80...100 мільярдів тонн речовини. Вогнедишача гора Тамбора (Індо-

незія) протягом одного «сеансу» у 1815 році поповнила повітряний басейн планети трільйоном тонн речовини й виділила енергію, еквівалентну потужності 200 000 атомних бомб. Якщо врахувати, що на Землі близько 12 000 вулканів, у тому числі майже 1000 діючих, неважко уявити розмір їх внеску в тепловий баланс планети.

Втім, як розраховували вчені, навіть якщо вся енергетика Землі (представлена в основному тими ж вулканами) буде працювати на обігрів Антарктиди і діяти із ККД 100%, то буде потрібно 100 років, щоб розтопити лід шостого континенту.

Наша планета має кілька оболонок: газоподібну (атмосферу), рідку (гідросферу), тверду (літосферу), живу (біосферу). У межах останньої виникла п'ята – сфера розуму, або ноосфера. Всі ці оболонки перебувають у стані динамічної взаємодії й, по суті, є єдиною, гранично стійкою до будь-яких впливів систем. Припускати, що людська діяльність може її зруйнувати, сьогодні безпідставно.

Отже, всі розмови про парниковий ефект – це не більш ніж псевдонаукові страшилки. Одним вони допомагають завойовувати світові ринки, іншим – робити гроші з повітря (точніше, брати їх з кишень платників податків), третім – тримати землю у страху перед неіснуючою погрозою.

## 22.2. Теплиці

Зимові теплиці – найбільш розповсюджені вид культивацийних споруджень (парників, укриттів, теплиць) для цілорічного вирощування овочів з метою постачання їх населенню не тільки влітку, але й узимку (рис. 22.1).

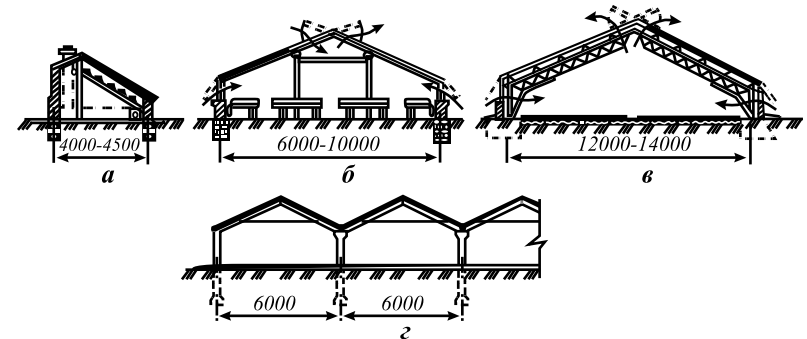


Рис. 22.1. Схема теплиць:

а – односкілих; б – ліхтарних; в – ангарних; г – блочних

По конструкції розрізняють ангарні (площею до 1 тис. м<sup>2</sup>) і

блочні (до 10 тис. м<sup>2</sup>) теплиці. Будівництво теплиць повільно розширюється, хоча енерговитрати на їхнє використання (складають взимку до 350...400 Вт/м<sup>2</sup>) значно перевершують витрати на інші споруди (житло, підприємства). Це обумовлюється тим, що в теплицях одержують овочів у десятки разів більше, ніж на такій же площі відкритого ґрунту, і це економічно вигідно.

Основною виробничою культурою в теплицях є огірки і помідори, причому огірки вирощують в основному в зимовий період. Частину площі теплиць відводять під посів цибулі, петрушки, салату та редиски. Для успішного вирощування в холодний період року для кожного виду овочів необхідно створювати свої особливі умови нагрівання повітря й ґрунту. Необхідно підтримувати високу відносну вологість повітря (65...85%), достатню концентрацію CO<sub>2</sub> (0,2...0,3 % в обсязі теплиці).

### 22.3. Конструкції і теплофізичні характеристики

Температура внутрішнього повітря в теплиці повинна змінюватися залежно від виду овочів, а для тих самих овочів – у процесі росту й дозрівання залежно від часу доби. Для огірків, наприклад, температура повітря в нічний час (близько 18 °С) повинна бути нижче, ніж у денний (близько 22 °С). Температура біля коріння в ґрунті на глибині 0,3...0,4 м повинна рівнятися температурі повітря або бути трохи вище від неї; бажано, щоб температура ґрунту по всій площі теплиці була рівномірною. Необхідні умови повітряного середовища повинні дотримуватися в межах робочої зони - частини загального обсягу, зайнятого рослинами.

Серед різних споруд, теплиці мають найлегші конструкції, покриття робиться зі скла, склопластику, пластмасової плівки. Термічний опір таких матеріалів практично дорівнює нулю, тобто загальний опір теплопередачі покриття фактично складається з опорів теплообміну (незначних по величині) на внутрішній і зовнішній поверхнях цього шару.

Тому для теплиць внаслідок високих значень коефіцієнта теплопередачі характерні збільшені тепловтрати (в 4...6 разів у порівнянні з багатоповерховими житловими будинками) і низька температура внутрішньої поверхні покриттів. На цій поверхні в холодну пору року можлива поява конденсату та спадаючих потоків холодного повітря.

Найбільш несприятливий мікроклімат у теплиці виникає біля стін, де сильно охолоджується ґрунт (можливо навіть його промерзання), і повітря (при змішуванні з холодним повітрям). Температура повітря біля стін виявляється на 5...10 °С нижче від температури в основній теплиці. Особливо несприятливі умови у кутових зонах,

де температура повітря може знижуватися на 12...13 °С, навіть при обігріванні цоколя теплиць. Рослини біля стін і в кутових зонах прохолоджуються також у результаті променистого теплообміну з холодною поверхнею цоколя.

Отже, теплиці в холодну пору року мають потребу в постійному опаленні з посиленням тепловим захистом рослин біля стін і в кутових зонах. Мікроклімат теплиць повинен бути стійким й, разом з тим, керованим. Виходячи з особливостей конструкції теплиць і мікроклімату, у них можна встановити вимоги, пропонувані до системи їхнього опалення. Система опалення теплиць повинна забезпечувати необхідну температуру повітря й ґрунту, особливо біля стін і кутових зон, бути довговічною й керованою.

### 22.4. Задачі теплового розрахунку

Теплову потужність системи опалення теплиці варто визначати в результаті рішення рівнянь теплового балансу з врахуванням що відбувається тепломасообмін на поверхні ґрунту, огорожень і рослин. Як видно, тепловий режим теплиці розглядається за участю біомаси, що перебуває в ній, і вологообміну. Робиться це для несприятливих нічних умов експлуатації теплиці.

Для обігрівання теплиць застосовують системи водяного, повітряного, комбінованого водоповітряного й газоповітряного опалення. Використовують також електричну енергію, а також пароповітряну суміш для нагрівання ґрунту.

Найпоширенішим у цей час є водяне опалення, яке виконується у вигляді чотирьох окремих систем:

1) шатрова (підкровельна) система із гладких сталевих труб, розрахована на теплопередачу, достатню для танення снігу на покритті (у блокових теплицях доповнюється обігрівачами лотків); на шатрову систему доводиться 0,5...0,7 загальної потужності опалення (труби шатрового опалення зверху покриваються фарбою зі зменшеною випромінювальною здатністю для зменшення тепло-втрат через покриття теплиць);

2) цокольна (настінна) система, призначена для обігрівання стін і кутових зон; її потужність становить 0,05...0,1 загального тепло-споживання;

3) приґрунтова система, улаштована для обігрівання приземної частини теплиці; виконується зі сталевих труб та гумових шлангів, розташованих між грядками;

4) підґрунтова система, розрахована на нагрівання коріння в ґрунті; робиться з азбестоцементних або поліетиленових труб, що укладають на глибині 0,4 м із кроком 0,7...0,9 м.

Розрахункова температура теплоносія, що подається в перші три системи опалення, 95 °С, у підґрунтову систему – 70 °С. Зворотна вода із шатрової системи направляється для вторинного використання в підґрунтову систему.

В окремих випадках додатково влаштовується система контурного підґрунтового обігрівання (щоб уникнути промерзання ґрунту біля стін і кутових зон) з використанням високотемпературного теплоносія води (до 130 °С).

Водяне опалення, що складається із чотирьох окремих систем, досить гнучко забезпечує регулювання теплого режиму теплиць у широких межах. Недоліками такого способу опалення теплиць є громіздкість, збільшена теплоємність (теплоносії в основному це гладкі труби) і теплова інерція.

При повітряному опаленні теплиць (повітрям, нагрітим до 60 °С) досягається більш швидке й гнучке керування тепловим режимом, ніж при водяному опаленні. Звичайно, нагріте повітря подається через перфоровані повітряні труби (можливо поліетиленові), що підвішують під лотками блокових теплиць. Перфорація повітряних труб робиться з розрахунком на рівномірну подачу повітря по всій довжині споруджень. Перевагами такого способу опалення є одночасне забезпечення необхідної вологості й рухливості повітря в обсязі теплиць, зменшення інфільтрації холодного повітря при підпорі в приміщеннях.

До недоліків повітряного опалення належить обмежена теплова потужність, значне охолодження повітря, нагрітого до порівняно високої температури, по довжині труби. Тому повітряне опалення використовують для обігрівання теплиць, розташованих у південних районах нашої країни.

Більш доцільним є застосування комбінованого водоповітряного опалення теплиць. При цьому описані вище системи водяного опалення зменшеної потужності доповнюються повітряними, розрахованими для опалення споруджень. Комбінована система має переваги над водяною і повітряною системами.

Для обігрівання окремих зон у теплицях використовують пароповітряне й електричне опалення. Пароповітряне опалення полягає в подачі пароповітряної суміші в прикореневий шар ґрунту. Ця суміш випускається через перфоровані труби, покладені на глибині 0,4 м, обігриваючи й зволожуючи ґрунт.

Нагрівання ґрунту, особливо біля стін, може виконуватися також з використанням електричної енергії. Для опромінення рослин у робочій зоні теплиць застосовують електричні лампи накаливання, хоча приймають до уваги підвищену вартість такого способу опалення. Газоповітряне опалення виходить при безпосередньому спалюванні газу в теплицях, воно економічне, в теплиці із продуктами згоряння газу попутно доставляється необхідна для рослин вуглекислота.

Великі теплиці, облаштовуються системами автоматичного регулювання, які стежать за зміною зовнішніх і внутрішніх кліматичних показників згідно з технологічними вимогами.

### Питання для самопідготовки до теми 22

1. Дайте визначення спорудам захищеного ґрунту і наведіть їхню класифікацію.
2. Наведіть основні конструктивні і теплофізичні характеристики культивацийних споруд.
3. Які застосовують способи обігріву культивацийних споруджень? Дайте їхній порівняльний аналіз.
4. Які існують способи технічного обігріву теплиць.
5. Викладіть принципи теплового розрахунку теплиць.
6. Які основні способи автоматичного керування мікрокліматом теплиць.

### ДОДАТКИ

Таблиця Д.1

Середня масова теплоємність газів при постійному тиску, кДж/(кг·К)

| t, °C | O <sub>2</sub> | N <sub>2</sub> | CO     | CO <sub>2</sub> | H <sub>2</sub> 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 | 1,1995          | 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 <sub>2</sub> | N <sub>2</sub> | CO     | CO <sub>2</sub> | H <sub>2</sub> O | Повітря<br>(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/(м<sup>3</sup>·К)

| t, °C | O <sub>2</sub> | N <sub>2</sub> | CO     | CO <sub>2</sub> | H <sub>2</sub> O | Повітря<br>(абс. сухе) |
|-------|----------------|----------------|--------|-----------------|------------------|------------------------|
| 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                 |

Продовження таблиці Д.3

|      |        |        |        |        |        |        |
|------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 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/(м<sup>3</sup>·К)

| t, °C | O <sub>2</sub> | N <sub>2</sub> | CO     | CO <sub>2</sub> | H <sub>2</sub> O | Повітря<br>(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           | 1,505                  |
| 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 1,01·10<sup>5</sup> Па

| t, °C | ρ, кг/м <sup>3</sup> | c <sub>p</sub> , кДж/(кг·K) | λ · 10 <sup>2</sup> , кДж/(кг·K) | a · 10 <sup>6</sup> , м <sup>2</sup> /с | μ · 10 <sup>6</sup> , Н·с/м <sup>2</sup> | ν · 10 <sup>6</sup> , м <sup>2</sup> /с | Pr    |
|-------|----------------------|-----------------------------|----------------------------------|---|--|---|-------|
| -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 <sup>3</sup> | h, кДж/(кг·K) | c <sub>p</sub> , кДж/(кг·K) | λ, Вт/(кг·K) | ν · 10 <sup>6</sup> , м <sup>2</sup> /с | ν · 10 <sup>6</sup> , 1/K | Pr    |
|-------|--------|----------------------|---------------|-----------------------------|--------------|---|---------------------------|-------|
| 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  |

Продовження таблиці Д.7

|     |       |       |        |       |       |       |      |      |
|-----|-------|-------|--------|-------|-------|-------|------|------|
| 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, °C | 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 |

Продовження таблиці Д.8

|     |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| +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 <sub>ПА</sub> , Па | t, °C | P <sub>ПА</sub> , Па | t, °C | P <sub>ПА</sub> , 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              |       |                      |

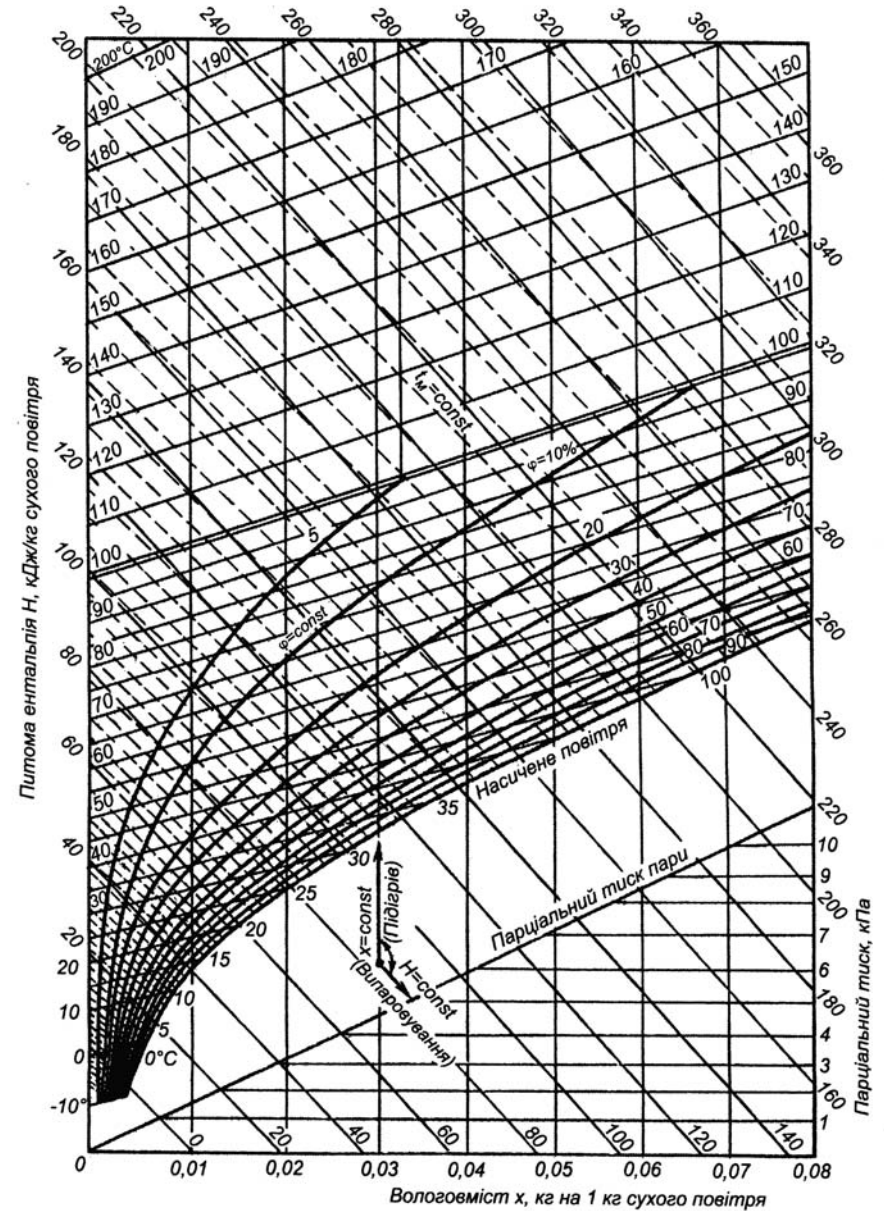


Рис. Д1. Діаграма Hx (Id) вологого повітря



Таблиця Д.10

Коефіцієнти теплопровідності деяких матеріалів при 0...100 °С

| Матеріал                    | Щільність (для сипучих насипна щільність) кг/м <sup>3</sup> | 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 порошок          | 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                    | ерг                    | кг · м                | Вт · ч                | кал                   | ккал                   |
|----------|------------------------|------------------------|------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|------------------------|
| 1 Дж     | <b>1</b>               | 10 <sup>-3</sup>       | 10 <sup>7</sup>        | 0,102                 | 2,78·10 <sup>-4</sup> | 0,239                 | 2,39·10 <sup>-4</sup>  |
| 1 кДж    | 10 <sup>-3</sup>       | <b>1</b>               | 10 <sup>10</sup>       | 102                   | 0,278                 | 239                   | 0,239                  |
| 1 ерг    | 10 <sup>-7</sup>       | 10 <sup>-10</sup>      | <b>1</b>               | 1,02·10 <sup>-8</sup> | 2,78·10 <sup>11</sup> | 2,39·10 <sup>-8</sup> | 2,39·10 <sup>-11</sup> |
| 1 кг·м   | 9,81                   | 9,81·10 <sup>-3</sup>  | 9,81·10 <sup>7</sup>   | <b>1</b>              | 2,7310 <sup>-3</sup>  | 2,34                  | 2,34·10 <sup>-3</sup>  |
| 1 Вт·ч   | 3,6·10 <sup>3</sup>    | 3,6                    | 3,610 <sup>10</sup>    | 367                   | <b>1</b>              | 859                   | 0,859                  |
| 1 кал    | 4,1868                 | 4,186·10 <sup>-3</sup> | 4,186·10 <sup>7</sup>  | 0,427                 | 1,16·10 <sup>-3</sup> | <b>1</b>              | 10 <sup>-3</sup>       |
| 1 ккал   | 4,1868·10 <sup>3</sup> | 4,1868                 | 4,186·10 <sup>10</sup> | 427                   | 1,16                  | 10 <sup>3</sup>       | <b>1</b>               |

Продовження таблиці Д.11

Співвідношення між одиницями тиску

| Величина               | Н/м <sup>2</sup> = Па | Бар                    | Техн. атм.            | Фіз. атм.              | Мм рт. ст.             | Мм вод. ст.            |
|------------------------|-----------------------|------------------------|-----------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| 1 Н/м <sup>2</sup> =Па | <b>1</b>              | 10 <sup>5</sup>        | 1,02·10 <sup>-5</sup> | 9,87·10 <sup>-6</sup>  | 7,5·10 <sup>-3</sup>   | 0,102                  |
| 1 бар                  | 10 <sup>5</sup>       | <b>1</b>               | 1,02                  | 0,987                  | 750                    | 1,02·10 <sup>4</sup>   |
| 1 техн. атм.           | 9,81·10 <sup>4</sup>  | 0,981                  | <b>1</b>              | 0,968                  | 735,6                  | 10 <sup>4</sup>        |
| 1 фіз. атм.            | 1,013·10 <sup>5</sup> | 1,013                  | 1,0332                | <b>1</b>               | 760                    | 1,0332·10 <sup>4</sup> |
| 1 мм рт. ст.           | 133,3                 | 133,3·10 <sup>-5</sup> | 1,36·10 <sup>-3</sup> | 1,31·10 <sup>-3</sup>  | <b>1</b>               | 13,6                   |
| 1 мм вод. ст.          | 9,81                  | 9,81·10 <sup>-5</sup>  | 10 <sup>-4</sup>      | 0,968·10 <sup>-4</sup> | 7,356·10 <sup>-2</sup> | <b>1</b>               |

## ЛІТЕРАТУРА

1. Бабич О.С., Беляєв М.М. Технічна термодинаміка: Навчальний посібник. Дніпропетровський державний агроуніверситет, 1995. –264 с.
2. Блази В. Справочник проектировщика. Строительная физика: Перевод с немецкого/ Под редакцией и с дополнением А.К.Соловьева. М., Техносфера, 2005. – 300 с.
3. Богословский В.И. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха).- 2-е изд., перераб. и доп. –М.: Высш. Школа, 1982. – 415 с.
4. Бородай Г.Г. Теплотехніка та використання теплоти в сільськогосподарському виробництві: Навчальний посібник.– Полтава, 1999. –146 с.
5. Буляндра О.Ф. Технічна термодинаміка.–К., 2001. –320 с.
6. Варгафтик Н.В. Довідник по теплофізичних властивостях газів і рідин. – М.: Наука, 1972.
7. Гавриленко Н.П., Журавлев Ю.Г. Холодильные установки в сельском хозяйстве.–К.:Урожай, 1981. 184 с.
8. Голубков Б.Н. и др. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция. –М.: Энергоиздат, 1982. 232 с.
9. 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.
10. Драганов Б.Х. та інш. Теплоенергетичні установки і системи в сільському господарстві. – К.: Урожай, 1995. – 224 с.
11. Драганов Б.Х., Бесараб О.С., Долинський А.А. та ін. Теплотехніка: Підручник.- К.: ІНКООС, 2005. – 400 с.
12. Ерофеев В.Л., Семенов П.Д., Пряхин А.С. Теплотехника: Учебник для вузов. –М.: ИКЦ «Академкнига», 2006. – 456 с.
13. Ерохин В.Г., Маханько М.Г., Самойленко П.И. Основы термодинамики и теплотехники: Учебник для техникумов.– М.: Машиностроение, 1980. –164 с.
14. Жадан В.В. Влагообмен в плодовоощехранилищах.– М.: Энергопромиздат, 1985.– 197 с.
15. Жидко В.И., Резчиков В.А., Уколов В.С. Зерносушение и зерносушилки.– М.: Коло, 1982. –239 с.
16. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача: Учебник для вузов. – М.: Энергия, 1981. – 417 с.
17. Козин В.Е., Левина Т.А., Марков А.П. и др. Теплоснабжение: Учебное пособие для студентов вузов.– М.: Высш. Школа, 1980. –408 с.
18. Коротков Е.Н. Вентиляция животноводческих помещений.– М.: Агропромиздат, 1987. –111 с.
19. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче: Учебное пособие для вузов.– М.: Энергия, 1980. – 288 с.
20. Лариков Н.Н. Теплотехника: Учебник для вузов.- 3-е изд., перераб. и доп.–М.: Стройиздат, 1985. – 432 с.
21. Лебедев П.Д., Щукин А.А. Промышленная теплотехника.- М., Л.: Госэнергоиздат, 1956. –340 с.
22. Малин И.И. Справочник по сушке зерна.- М.: Агропромиздат, 1986. –159 с.
23. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи.–М.: Энергия, 1977. –334 с.
24. Пасканов В.М., Полежаев В.И., Чудов Л.Ф. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена. –М., Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1984. – 288 с.
25. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике. М.: Машиностроение, 1973. – 344 с.
26. Рысс А.А., Гуревич Л.И. Автоматическое управление температурным режимом в теплицах.– М.: Агропромиздат, 1986. –128 с.
27. Троян Е.Н., Бахтина И.А. Теплотехника: Учебно-практическое пособие. Алт. Гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова. – Барнаул, 2005. – 155 с.
28. Фокин К.Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1973.– 287 с.
29. Цубанов А.Г. Теплоснабжение, отопление и вентиляция животноводческих помещений.– Минск: Урожай, 1987. –151 с.
30. Швец И.Т., Толубинский В.Н. и др. Теплотехника.– Киев: Вища школа, 1976. –230 с.
31. Щеголев М.М., Гусев Ю.Л., Иванова М.С. Котельные установки.– М.: Стройиздат, 1972.– 245 с.
32. Щукин А.А., Сушкин И.Н., Зах Р.Н. и др. Теплотехника (курс общей теплотехники). –М.: Металлургия, 1973. – 479 с.

## ЗМІСТ

|  |            |  |  |
|--|------------|--|--|
| <b>ВСТУП</b> .....   | <b>3</b>   |  |  |
| <b>Розділ 1. ОСНОВИ ТЕРМОДИНАМІКИ</b> .....  | <b>5</b>   |  |  |
| <i>Тема 1. Предмет і метод технічної термодинаміки</i> .....   | <i>5</i>   |  |  |
| 1.1. Термодинамічна система .....  | 6          |  |  |
| 1.2. Основні термодинамічні параметри. Температура. Тиск. Об'єм .....  | 9          |  |  |
| 1.3. Термічне рівняння стану речовини .....  | 12         |  |  |
| 1.4. Суміші ідеальних газів .....  | 15         |  |  |
| <i>Тема 2. Перший закон термодинаміки</i> .....  | <i>25</i>  |  |  |
| 2.1. Внутрішня енергія .....   | 25         |  |  |
| 2.2. Робота деформації .....   | 26         |  |  |
| 2.3. Теплоота .....  | 29         |  |  |
| 2.4. Аналітичні вирази першого закону термодинаміки .....  | 29         |  |  |
| 2.5. Теплоємність газів та їхньої суміші .....   | 30         |  |  |
| 2.6. Ентальпія .....   | 34         |  |  |
| <i>Тема 3. Другий закон термодинаміки</i> .....  | <i>40</i>  |  |  |
| 3.1. Ентропія .....  | 40         |  |  |
| 3.2. Формулювання другого закону термодинаміки .....   | 41         |  |  |
| 3.3. Незворотний цикл Карно .....  | 44         |  |  |
| 3.4. Узагальнений (регенеративний) цикл Карно .....  | 46         |  |  |
| 3.5. Зворотний цикл Карно .....  | 47         |  |  |
| 3.6. Аналітичний вираз другого закону термодинаміки .....  | 49         |  |  |
| <i>Тема 4. Основні термодинамічні процеси в газах і парах</i> .....  | <i>51</i>  |  |  |
| 4.1. Термодинамічні процеси ідеальних газів у закритих системах .....  | 51         |  |  |
| 4.2. Термодинамічні процеси реальних газів .....   | 59         |  |  |
| <i>Тема 5. Особливості термодинаміки відкритих систем</i> .....  | <i>77</i>  |  |  |
| 5.1. Рівняння першого закону термодинаміки для потоку .....  | 77         |  |  |
| 5.2. Витікання з сопла, що звужується. Сопло Лавалю .....  | 81         |  |  |
| 5.3. Розрахунок процесу витікання за допомогою $h, s$ - діаграм .....  | 85         |  |  |
| 5.4. Дроселювання газів і пари .....   | 87         |  |  |
| 5.5. Термодинамічний аналіз процесів у компресорах .....   | 88         |  |  |
| <i>Тема 6. Вологе повітря</i> .....  | <i>102</i> |  |  |
| 6.1. Основні характеристики вологого повітря .....   | 102        |  |  |
| 6.2. Id-діаграма для вологого повітря та її побудова .....   | 108        |  |  |
| <i>Тема 7. Ідеальні цикли теплових двигунів і установок</i> .....  | <i>117</i> |  |  |
| 7.1. Загальні принципи побудови ідеальних циклів теплових двигунів і порівняльна оцінка їхньої економічності ..... | 117        |  |  |
| 7.2. Ідеальні цикли поршневого двигунів внутрішнього згоряння .....  | 118        |  |  |
| 7.3. Цикл з підведенням тепла при постійному об'ємі (цикл Отто) .....  | 120        |  |  |
| 7.4. Цикл з підведенням тепла при постійному тиску (цикл Дизеля) .....   | 124        |  |  |
| 7.5. Цикл із змішаним підведенням тепла (цикл Трінклера) ..  | 126        |  |  |
| 7.6. Ідеальні цикли газотурбінних установок .....  | 127        |  |  |
| 7.7. Принципова схема та ідеальний цикл газотурбінної установки з підведенням тепла при постійному тиску .....     | 128        |  |  |
| 7.8. Цикл газотурбінної установки з підведенням тепла при постійному тиску з регенерацією тепла .....              | 131        |  |  |
| 7.9. Ідеальні цикли паросилового установок. Цикл Карно .....   | 133        |  |  |
| 7.10. Цикл Ренкіна .....   | 136        |  |  |
| 7.11. Цикл паросилової установки з проміжним перегрівом пари .....   | 139        |  |  |
| 7.12. Регенеративний цикл .....  | 141        |  |  |
| 7.13. Цикл теплофікації .....  | 142        |  |  |
| <b>Розділ 2. ТЕОРІЯ ТЕПЛООБМІНУ</b> .....  | <b>153</b> |  |  |
| <i>Тема 8. Основні поняття і визначення. Теплопровідність</i> .....  | <i>153</i> |  |  |
| 8.1. Теплопровідність. Основний закон теплопровідності (закон Фур'є) .....   | 154        |  |  |
| 8.2. Теплопровідність стінки .....   | 157        |  |  |
| 8.2.1. Однорідна стінка .....  | 157        |  |  |
| 8.2.2. Багатошарова стінка .....   | 158        |  |  |
| 8.3. Теплопровідність циліндричної стінки .....  | 161        |  |  |
| 8.3.1. Однорідна циліндрична стінка .....  | 161        |  |  |
| 8.3.2. Багатошарова циліндрична стінка .....   | 163        |  |  |
| <i>Тема 9. Конвективний теплообмін</i> .....   | <i>170</i> |  |  |
| 9.1. Основний закон конвективного теплообміну (Закон Ньютона-Ріхмана) .....  | 170        |  |  |
| 9.2. Подібність процесів конвективного теплообміну. Числа подібності .....   | 172        |  |  |
| 9.3. Узагальнені математичні залежності у процесах конвективного теплообміну .....                                 | 175        |  |  |
| 9.4. Тепловіддача при обтіканні плоскої поверхні (пластини) ..   | 176        |  |  |
| 9.5. Тепловіддача при русі рідини в трубі .....  | 176        |  |  |
| 9.6. Тепловіддача при поперечному обтіканні труб .....   | 178        |  |  |
| 9.7. Тепловіддача при вільній (природній) конвекції .....  | 181        |  |  |
| 9.8. Тепловіддача при кипінні рідини .....   | 182        |  |  |
| 9.9. Тепловіддача при конденсації пари .....   | 183        |  |  |
| <i>Тема 10. Променистий теплообмін</i> .....   | <i>191</i> |  |  |
| 10.1. Опис процесу і основні визначення .....  | 191        |  |  |

|  |     |
|--|-----|
| 10.2 Основні закони променистого теплообміну .....                                 | 192 |
| 10.3 Теплообмін випромінюванням системи тіл у прозорому середовищі .....           | 195 |
| 10.4 Випромінювання газів .....  | 197 |
| <i>Тема 11. Теплопередача. Теплообмінні апарати</i> .....                          | 200 |
| 11.1. Теплопередача через стінки .....   | 200 |
| 11.1.1. Плоска стінка .....  | 200 |
| 11.1.2. Циліндрична стінка .....   | 201 |
| 11.2. Класифікація теплообмінних апаратів .....                                    | 204 |
| 11.3. Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів. Середня різниця температур ..... | 205 |
| <b>Розділ 3. ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛА В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАСТВІ</b> .....                 | 213 |
| <i>Тема 12. Енергетичні палива і основи їхнього горіння</i> .....                  | 213 |
| 12.1. Класифікація палив. Елементарний склад. Формули перерахунку .....            | 213 |
| 12.2. Фізичні та експлуатаційні характеристики товарних палив. Умовне паливо ..... | 218 |
| 12.3. Основи горіння палива .....  | 237 |
| 12.4. Визначення витрати повітря для горіння палива .....                          | 247 |
| 12.5. Склад і об'єми продуктів згорання палив. Діаграма $I_T - t_T$ ..             | 250 |
| <i>Тема 13. Енергоспоживання переробних підприємств</i> .....                      | 255 |
| 13.1. Котельні установки. Схема котельної установки .....                          | 257 |
| 13.2. Класифікація, характеристики та конструкції котлів ...                       | 262 |
| 13.3. Теплогенератори, калорифери, газоводонагрівачі .....                         | 266 |
| 13.4. Автоклав .....   | 274 |
| 13.5. Використання сонячної енергії. Сонячні колектори .....                       | 275 |
| <i>Тема 14. Тепловий (енергетичний) баланс котла</i> .....                         | 283 |
| <i>Тема 15. Розрахунок теплового балансу приміщення</i> .....                      | 286 |
| <i>Тема 16. Витрата теплоти в системах тепlopостачання</i> ...                     | 290 |
| 16.1. Графіки витрати енергії .....  | 296 |
| <i>Тема 17. Компресорні установки</i> .....  | 300 |
| <i>Тема 18. Штучні способи охолодження. Холодильники</i> .....                     | 309 |
| 18.1. Теплові насоси .....   | 318 |
| 18.2. Системи охолодження двигунів. Пробка радіатора .....                         | 322 |
| <i>Тема 19. Двигуни внутрішнього згорання</i> .....                                | 323 |
| 19.1. Класифікація, схеми ДВЗ .....  | 323 |
| 19.2. Потужність двигуна .....   | 350 |
| 19.3. Коефіцієнти корисної дії двигунів .....                                      | 352 |
| 19.4. Тепловий баланс двигуна .....  | 353 |

|  |     |
|--|-----|
| 19.5. Способи підвищення потужності двигунів .....                   | 355 |
| <i>Тема 20. Сушарки та їх використання</i> .....                     | 364 |
| 20.1. Основні визначення, класифікація .....                         | 364 |
| 20.2. Барабанні, шахтні сушарки .....                                | 369 |
| 20.3. Бункери активного вентилявання .....                           | 371 |
| 20.4. Зерносушильна техніка .....                                    | 372 |
| 20.5. Дослідження процесу конвективного сушіння .....                | 375 |
| 20.6. Дійсний процес сушіння і його зображення в $Id$ -діаграмі ...  | 382 |
| <i>Тема 21. Зберігання зерна, овочів та картоплі</i> .....           | 386 |
| 21.1. Вологість як показник якості зерна. Явище самозігрівання ..... | 386 |
| 21.2. Зберігання овочів та картоплі .....                            | 388 |
| 21.3. Активна вентиляція .....                                       | 390 |
| 21.4. Зберігання в газовому середовищі .....                         | 395 |
| 21.5. Системи кондиціонування повітря .....                          | 396 |
| 21.6. Розподіл повітря в сховищах .....                              | 399 |
| 21.7. Теплоізоляція сховищ .....                                     | 401 |
| <i>Тема 22. Споруди захищеного ґрунту</i> .....                      | 402 |
| 22.1. Парниковий ефект .....   | 402 |
| 22.2. Теплиці .....  | 405 |
| 22.3. Конструкції і теплофізичні характеристики .....                | 406 |
| 22.4. Задачі теплового розрахунку .....                              | 407 |

|                      |     |
|----------------------|-----|
| <b>Додатки</b> ..... | 409 |
|----------------------|-----|

|                         |     |
|-------------------------|-----|
| <b>Література</b> ..... | 418 |
|-------------------------|-----|

УДК 621.1.016.4  
ББК 31.3:40.72  
Т 34

*Гриф надано Міністерством аграрної політики та продовольства України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладах II-IV рівнів акредитації (лист від 14.01.2011 № 18-28-13/66)*

Навчальне видання

**Миронов** Олександр Семенович  
**Брижа** Микола Романович  
**Бойко** Владислав Борисович  
**Золотовська** Олена Володимирівна

**ТЕПЛОТЕХНІКА**  
Навчальний посібник

Художній та технічний редактор *В.В. Якименко*  
Коректор *В.М. Орищій*  
(Видавництво «Пороги»)

Комп'ютерна верстка, дизайн обкладинки *Н.З. Лебединська*  
Відповідальна за випуск *О.М. Твердовська*

Підписано до друку 20.04.2011 р.  
Формат 60x84/16. Папір офсетний. Гарнітура.  
Друк офсетний. Умовн. друк. арк. 23,94 .  
Умовн. фарб.-відб. 23,94.  
Обл.-видавн. арк. 23,94.  
Тираж 300 прим. Зам № 03/2511.

Надруковано в друкарні ТОВ «ЕНЕМ»:  
49094, м. Дніпропетровськ, вул. Мандриківська, 44  
Тел./факс: (056) 370-18-06  
E-mail: office@enem.dp.ua

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру  
Серія ДК №862 від 21.03.2002 р.

**ISBN 978-966-8911-27-9**