

В.А. ДІДУР, М.І. СТРУЧАЄВ

Теплотехніка, теплопостачання і використання теплоти в сільському господарстві

За редакцією В.А. Дідура

*Допущено
Міністерством аграрної політики України
як навчальний посібник для студентів
вищих навчальних закладів
II-IV рівнів акредитації*

**Київ
"Аграрна освіта"
2008**

УДК 621.1.016.7/536./658.264:631
ББК 31.3:40.72
Т34

*Гриф надано Міністерством
аграрної політики України
як навчальний посібник
для студентів вищих
навчальних закладів
II-IV рівнів акредитації
(лист від 24.04.07
№ 18-128-13/290)*

Рецензенти: кандидат технічних наук, доцент (Національний університет біоресурсів і природокористування); кандидат технічних наук, професор Колісниченко В.А. (Луганський національний аграрний університет); доктор технічних наук, професор Яковлев В.Ф. (Таврійський державний агротехнічний університет)

Редактори: *Л.М. Талюта, Н.В. Крошко*

Дідур В.А., Стручаєв М.І. Теплотехніка, теплопостачання і використання
Т34 теплоти в сільському господарстві / За заг. ред. В.А. Дідура. – К.: Аграрна освіта,
2008. – 233с.

ISBN 966-7906-43-4

Наведено основні закони теплотехніки і методи їх застосування для розв'язання інженерних задач, розглянуто теорію, будову та принцип дії теплоенергетичних установок, а також системи теплопостачання, паливні ресурси та використання теплоти у сільському господарстві.

Для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за спеціальностями "Механізація сільського господарства", "Енергетика сільськогосподарського виробництва" та "Обладнання переробних харчових виробництв".

ББК 31.3:40.72

ISBN 966-7906-43-4

© В.А. Дідур, М.І. Стручаєв
© Київ, 2008

ПЕРЕДМОВА

Сучасне сільськогосподарське виробництво – великий споживач паливно-енергетичних ресурсів. У сільських районах теплову енергію витрачають на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання виробничих, суспільних і житлових будинків, створення штучного мікроклімату у тваринницьких приміщеннях, спорудженнях захищеного ґрунту, сховищах, технологічних процесах сільськогосподарського виробництва та переробних підприємств і таке інше.

Через ріст енергетичних потужностей в агропромисловому комплексі усе більш гостро ставиться питання про економію енергоресурсів, пошук надійних нетрадиційних, постійно поновлюваних джерел енергії, створення енергозберігальних екологічно чистих технологій, наявність кваліфікованих кадрів енергетиків.

Навчальний посібник створено відповідно до програми для студентів спеціальностей 8.091902 «Механізація сільського господарства», 8.091901 «Енергетика сільськогосподарського виробництва», 6.090.200 «Обладнання переробних та харчових виробництв» та студентів заочного навчання цих же спеціальностей.

Мета дисципліни – оволодіння теоретичними знаннями і практичними навичками з раціонального використання теплоти в сільському господарстві, економії теплоти та палива, ефективного використання теплотехнічного сільськогосподарського обладнання.

Завданням дисципліни є:

дати знання з теоретичних основ теплотехніки, теплообміну та раціонального використання теплоти в сільському господарстві;

навчити студентів методів ефективного використання теплотехнічного обладнання з метою економії теплової енергії;

виховати у майбутніх спеціалістів навички творчого підходу до вибору технологічних процесів сільськогосподарського виробництва з мінімальними затратами енергоресурсів та урахуванням найновіших вітчизняних і закордонних досягнень науки, техніки та передового досвіду.

У результаті вивчення дисципліни студент повинен уміти:

вирішувати практичні завдання, пов'язані з теплопостачанням об'єктів сільськогосподарського виробництва та сільських населених пунктів;

ефективно застосовувати енергозберігальні технології в сільському господарстві;

розробляти та правильно оформляти технічну документацію;

застосовувати під час проектування та використання теплоенергетичного обладнання сучасну обчислювальну техніку;

оцінювати техніко-економічну ефективність проектів реконструкції та використання теплоенергетичного обладнання;

кваліфіковано враховувати вимоги екології та раціонального природокористування під час проектування теплоенергетичного обладнання.

Необхідність видання посібника обґрунтовується відсутністю у відповідних навчальних закладах підручників із тематики, що розглядається, взагалі, або в достатній кількості, які відповідали б програмам дисциплін для названих спеціальностей, а також відсутністю підручника з викладенням матеріалу державною мовою.

Посібник включає розділи: теоретичні основи теплотехніки, основи теорії тепло-, масообміну, теплоенергетичні установки, використання теплоти в сільському господарстві, опалення, вентиляція кондиціонування та гаряче водопостачання комунально-побутових та виробничих будівель. Кожен із названих розділів присвячено окремій галузі науки, які в спеціалізованих навчальних закладах вивчають як окремі дисципліни. Безумовно, це викликало певні труднощі щодо написання саме такого посібника, але і дозволяє мати надію, що, окрім названих спеціальностей, посібник буде корисним і для студентів інших спеціальностей, в тому числі машинобудівних, а також для фахівців із проектування теплотехнічного обладнання, систем теплопостачання, їх елементів та для фахівців із використання теплотехнічних установок.

Перший та четвертий розділи підручника написано В.А. Дідуром та М.І. Стручаєвим; другий і третій розділи – М.І. Стручаєвим.

Загальна редакція книги виконана В.А. Дідуром.

Авторські права на матеріал, який міститься в окремих розділах, здійснюються кожним автором самостійно.

Автори виражають щире подяку колективу кафедри «Гідравліка та теплотехніка» Таврійського державного агротехнологічного університету та колективу кафедри «Трактори та автомобілі» Луганського національного аграрного університету за науково-методичну допомогу в підборі необхідного матеріалу, докторам технічних наук, професорам Колісниченку В.А., Яковлеву В.Ф., доценту В.О. Лазаренку за подані корисні поради під час рецензування цього посібника.

ВСТУП

Теплотехніка має велике значення в розвитку сільськогосподарського виробництва. У загальному енергетичному балансі сільських районів тепла енергія відіграє провідну роль (80% від загального споживання). Основними споживачами теплової енергії в сільському господарстві є тваринництво і рослинництво, а саме: теплопостачання культиваційних споруджень у вигляді теплиць, парників й інших будівель захищеного ґрунту. Велика кількість теплової енергії витрачається на опалення і вентиляцію житлових, громадських і виробничих будинків, а також на здійснення процесів кондиціонування повітря, теплову обробку під час переробки сільськогосподарської продукції.

Характерною рисою теплових споживачів у сільському господарстві є їх велика різноспрямованість і виражена специфіка.

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 повинні бути сформульовані загальні вимоги до систем теплопостачання, починаючи від великих сільськогосподарських підприємств і закінчуючи дрібними фермерськими господарствами. До цих вимог може бути віднесено: правильний вибір кількості і виду теплогенерувальних пристроїв (котельні агрегати, теплогенератори, калорифери і т.ін.); раціональна структура всієї 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.

Рішення всіх перелічених питань необхідно робити на основі техніко-економічних розрахунків із широким використанням сучасної обчислювальної техніки.

В умовах ринкової економіки раціональна структура й експлуатація всієї паливно-енергетичної бази істотно впливає на собівартість виробництва сільськогосподарської продукції й її реалізацію в природному чи переробленому вигляді.

Питання сільськогосподарської теплоенергетики варто розглядати разом з енергетикою всієї країни. Сучасний стан паливно-енергетичної бази України характеризується значними складнощами. Дуже обмежені запаси газоподібного палива і нафти в надрах країни змушують купувати значну кількість цих палив за кордоном. Значна глибина шахт у Донецькому вугільному басейні істотно ускладнює видобуток антрациту й інших сортів викапного вугілля.

У цих умовах особливого значення набуває питання економії паливно-енергетичних ресурсів у всіх галузях економіки країни, в тому числі й у сільському господарстві. Основним напрямком рішення цієї проблеми є

безумовне виконання перерахованих вище заходів щодо раціональної структури й оптимальних режимів експлуатації систем теплопостачання.

Важливого значення набуває питання використання поновлюваних джерел енергії (сонячна енергія, геотермальна енергія, енергія вітру, біогаз, тверде біопаливо). Особливого значення набуває також впровадження енергозберігальних технологій. До того ж у всіх випадках слід дотримуватися правил і норм, зв'язаних з екологічною охороною навколишнього середовища.

Тільки ретельне виконання всього комплексу зазначених заходів може значною мірою підвищити економічну ефективність сільськогосподарського виробництва.

Структура посібника «Теплотехніка, теплопостачання і використання теплоти в сільському господарстві» може бути представлена у вигляді наступної схеми:



У посібнику викладено комплекс питань, зв'язаних з перетворенням енергії теплоносіїв у механічну, теплову енергію технологічних процесів, а також процеси теплообміну і використання теплової енергії в різних галузях сільського господарства.

РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ТЕПЛОТЕХНІКИ

1.1. Загальні положення

1.1.1. Предмет та метод технічної термодинаміки

Термодинаміка – наука про закономірності перетворення енергії, в тому числі про перетворення теплової енергії в механічну чи навпаки в реальному часі.

Основи термодинаміки було закладено в ХІХ ст., коли в зв'язку з розвитком теплових двигунів виникла необхідність вивчення закономірностей перетворення теплоти у роботу. Метод термодинаміки універсальний для замкнених макроскопічних систем. Його широко застосовують у різних галузях науки і техніки, до того ж навіть у дуже далеких від неї, наприклад у медицині, соціології і навіть економіці.

Великий внесок у її розвиток зробили найвидатніші вчені світової науки: Максвелл, Дальтон, Авогадро, Ленц, Ломоносов, Бойль, Гельмгольц, Майер, Маріотт, Карно, Планк, Ейнштейн, Фур'є.

Термодинаміка дозволяє встановити, у якому напрямку можуть протікати різні фізичні і хімічні процеси в тих або інших системах. Як ми побачимо далі, термодинаміка розкриває глибокі зв'язки між різними властивостями речовини; у принципі це дозволяє, наприклад, маючи дані з теплоємності речовини, за допомогою термодинамічних методів обчислювати щільність цієї речовини і навпаки.

На відміну від багатьох галузей фізики і хімії термодинаміка не оперує будь-якими моделями структури речовини і взагалі безпосередньо не пов'язана з уявленнями про мікроструктуру речовини.

У цьому і сила, і слабкість термодинаміки. Сама по собі термодинаміка не може дати будь-яких відомостей про властивості речовини. Але якщо відомі деякі дані про властивості речовини або системи, то термодинамічні методи дозволяють одержати цікаві і важливі висновки.

Принцип побудови термодинаміки простий. В основу термодинаміки покладено два основних закони отриманих експериментальним шляхом. Перший закон термодинаміки характеризує кількісний бік процесів перетворення енергії, а другий закон установлює якісний бік (спрямованість) процесів, що відбуваються у фізичних системах. Використовуючи тільки ці два закони, методом суворої дедукції можливо одержати всі основні висновки термодинаміки.

Термодинаміку можливо використовувати у системах, для яких справедливі закони, що лежать у її основі. Перший закон термодинаміки, як ми побачимо далі, являє собою кількісне вираження закону збереження і перетворення енергії і має загальний характер. Що ж стосується іншого закону, то він ґрунтується на досвіді, накопиченому під час спостережен-

ня макросистем у межах, доступних нашому безпосередньому спостереженню.

1.1.2. Основні поняття термодинаміки

Найважливішими поняттями термодинаміки є: внутрішня енергія U , робота L та кількість теплоти Q . Відомо, що енергія взагалі – це міра різних форм матеріального руху. Кожній формі руху характеризує відповідний вид енергії. Енергію, що відповідає молекулярно-хаотичному рухові, в термодинаміці називають внутрішньою енергією; складається вона з кінетичної енергії руху молекул і потенційної енергії сил міжмолекулярної взаємодії. У загальному випадку до складу внутрішньої енергії входить ще енергія, що відповідає внутрішньомолекулярній, внутрішньоатомній і внутрішньоядерній взаємодії. Проте, у технічній термодинаміці розглядаються такі фізичні процеси, у яких ці складові внутрішньої енергії не змінюються і тому не враховуються.

У деяких випадках під час термодинамічного аналізу необхідно враховувати кінетичну енергію руху всього тіла і потенційну енергію, обумовлену положенням тіла в полі зовнішніх сил, наприклад у полі земного тяжіння.

Отже, повна енергія тіла в загальному випадку складається з внутрішньої енергії, що залежить від внутрішнього стану тіла, і зовнішньої енергії, зв'язаної зі швидкістю руху і положенням тіла щодо навколишнього середовища.

На відміну від понять енергії та її виду існує поняття форми передання енергії (або способу обміну енергією) за енергетичних взаємодій. Всі енергетичні взаємодії, у результаті яких змінюється стан тіла, можна звести до двох форм.

Перша форма обумовлена силовою механічною взаємодією одного тіла на інше, що супроводжується переміщенням другого тіла, і називається роботою L . При цьому кількість енергії, переданої від одного тіла до іншого, у формі спрямованого руху називається роботою процесу, або просто роботою. Загалом це може бути робота не тільки звичайних сил механічної природи, але й електричних, магнітних, а також сил поверхневого натягу і таке інше.

Друга форма пов'язана з наявністю різниці температур і обумовлена хаотичним рухом великої кількості мікрочастинок, що складають макротіла. Обмін енергією в цьому випадку відбувається шляхом безпосереднього контакту тіл, що мають різну температуру, або випромінюванням. Кількість переданої енергії в формі хаотичного руху мікрочастинок називається кількістю теплоти, теплотою процесу або просто теплотою Q .

Оскільки робота і теплота є мірою переданої енергії, їхня кількість виражається в тих же одиницях, що й енергія, тобто у джоулях [Дж].

Об'єктами вивчення термодинаміки є різні термодинамічні системи, які являють собою сукупність матеріальних тіл, що можуть енергетично взаємодіяти між собою та навколишнім середовищем і обмінюватися з ним енергією. Окремо взяте макротіло також може розглядатися як термодинамічна система. Усе, що знаходиться поза системою, називається навколишнім середовищем. Поверхня, що відокремлює термодинамічну систему від навколишнього середовища, називається **контрольною**.

Термодинамічні системи бувають закриті, якщо в них відсутній обмін речовинами через поверхню, і відкриті, у яких є обмін речовинами з навколишнім середовищем. Система, що не обмінюється енергією і речовинами з навколишнім середовищем, називається **ізолюваною**. Якщо система не обмінюється енергією у формі теплоти, то вона називається **адіабатною**, або **теплоізолюваною**.

У технічній термодинаміці розглядаються головним чином тіла (системи), за допомогою яких відбувається взаємне перетворення теплоти і роботи, тобто – робочі тіла. В якості робочих тіл, як правило, використовують гази і пари, здатні значно змінювати свій об'єм у разі зміни зовнішніх умов. Принципового розходження між газом і паром немає: газ можна розглядати як пару відповідної рідини, яка знаходиться далеко від стану скраплення (сильно перегріта пара), а пару – як реальний газ, близький до стану скраплення.

Відомо, що в різних станах робочого тіла вплив сил взаємодії між молекулами і розмірів самих молекул на фізичні властивості газів різні. У тих випадках, коли впливом сил взаємодії між молекулами і об'ємом самих молекул можна знехтувати (сильно перегрітий газ за невеликого тиску), газ називається **ідеальним**, в протилежному випадку називається **реальним**.

Ідеальний газ – це умовний уявлюваний газ, молекули якого мають тільки масу і не мають об'єму і у якому відсутні сили взаємодії.

Реальний газ – це газ, молекули якого мають масу, об'єм і сили взаємодії.

Багато реальних газів у певних умовах (низький тиск, висока температура) за властивостями наближаються до ідеального.

Робоче тіло в тепловій машині одержує або віддає теплоту (енергію), взаємодіючи з більш нагрітими або більш холодними зовнішніми тілами. Такі тіла мають назву **джерел теплоти**.

Робоче тіло – це речовина, за допомогою якої здійснюється перетворення теплової енергії в механічну (чи навпаки). При цьому використовується властивість речовин змінювати об'єм (V) у разі зміни температури (T). Гази (пари) найбільшою мірою змінюють свій об'єм зі зміною температури і тому використовуються як робочі тіла в теплових двигунах.

Тіло, що віддає теплоту робочому тілу і не змінює свою температуру, називається **тепловіддавачем**, а тіло, що одержує теплоту від робочого

тіла і не змінює свою температуру, – *теплоприймачем*.

Термодинамічним станом робочого тіла (системи) називається сукупність фізичних характеристик, властивих певному робочому тілу (системі).

Макроскопічні величини (тобто величини, що характеризують робоче тіло в цілому), що описують фізичні властивості робочого тіла в цей момент, називаються *термодинамічними параметрами стану*, які поділяються на *інтенсивні* (не залежні від маси робочого тіла) і *екстенсивні* (пропорційні масі робочого тіла).

Рівноважним термодинамічним станом називається стан робочого тіла, який не змінюється в часі без зовнішнього енергетичного впливу. Параметри рівноважного стану всієї маси робочого тіла однакові і дорівнюють відповідним параметрам зовнішнього середовища. У стані термодинамічної рівноваги зникають усі макроскопічні зміни (дифузія, теплообмін, хімічні реакції), хоча тепловий (мікроскопічний) рух молекул не припиняється. Термодинаміка вивчає головним чином властивості систем, що знаходяться в рівноважному стані. Послідовна зміна стану робочого тіла, що відбувається в результаті його енергетичної взаємодії з навколишнім середовищем, називається *термодинамічним процесом*. У термодинамічному процесі обов'язково змінюється хоча б один параметр стану.

Будь-який процес зміни стану робочого тіла являє собою відхилення від стану рівноваги. Процес, який протікає настільки повільно, що в робочому тілі (системі) у кожен момент часу встигає встановлюватися рівноважний стан, називається *рівноважним*. І навпаки, коли процес протікає швидко та рівноважний стан не встигає встановитися, його називають *нерівноважним*.

Будь-який процес, що протікає з кінцевою швидкістю, викликає появу змін температури, тиску, питомого об'єму й інших параметрів.

Якщо є тільки одне джерело теплоти з постійною температурою, то рівноважний процес протікатиме за постійної температури, рівної температурі джерела теплоти, такий процес, як відомо, називається *ізотермічним*.

Оборотним процесом називається такий термодинамічний процес, що протікає через ті самі рівноважні стани у прямому і зворотному напрямках таким чином, що в робочому тілі та навколишньому середовищі не відбувається ніяких залишкових змін.

Процеси, що не задовольняють цій умові, називаються *необоротними*. Будь-який процес, у якому частина роботи перетворюється в теплоту, що нагріває навколишнє середовище та в ній відбуваються залишкові зміни є необоротним. Всі процеси передачі теплоти від нагрітих тіл до холодного за кінцевої різниці температур також є необоротними, оскільки відомо, що зворотний перехід теплоти від холодних тіл до гарячого без витрати енергії ззовні (тобто без залишкових змін у навколишньому середовищі) неможливий.

Таким чином, основні умови здійснення оборотного процесу такі:

- теплова і механічна рівновага, тобто рівність температур і тисків робочого тіла і навколишнього середовища в кожному стані процесу (умова зовнішньої оборотності);

- відсутність тертя, завихрення й інших однобічно спрямованих процесів (умова внутрішньої оборотності).

Оборотні процеси в чистому вигляді в природі та техніці не зустрічаються, тому що реальні процеси завжди протікають із кінцевими швидкостями й кінцевими різницями температур і в робочому тілі не встигають установлюватися рівноважні стани.

Утім вивчення оборотних процесів відіграє велику роль, оскільки багато реальних процесів близькі до них. Крім того, оборотні процеси призводять до максимальної ефективності перетворення енергії в теплових машинах і служать мірою порівняння й оцінювання ефективності реальних необоротних процесів.

Найпростішими, або основними, термодинамічними процесами є **ізохорний** (за сталого об'єму $V=const$), **ізобарний** (за сталого тиску $p=const$), **ізотермічний** (за сталої температури $T=const$) і **адіабатний** (за сталої ентальпії $S=const$) – процес без зовнішнього теплообміну.

Круговим процесом, або циклом, називається процес, у результаті здійснення якого робоче тіло повертається в початковий стан. Цикли можуть розрізнятися за напрямками (прямий і зворотний), температурним рівнем, конфігурацією та іншими ознаками.

Оборотні кругові процеси складають основу теоретичних циклів теплових двигунів і холодильних машин. Порівняння ефективності реальних (необоротних) циклів із ефективністю теоретичних (оборотних) циклів може служити мірою досконалості процесів, що протікають у реальних умовах.

1.1.3. Термодинамічні параметри стану

Параметр стану – величина, яка характеризує стан робочого тіла.

Основними властивостями параметрів стану є: незалежність їх величини від способу приведення речовини в заданий стан; різниця значень будь-яких параметрів наприкінці і на початку процесу не залежить від характеру процесу.

Основними параметрами стану ідеального газу є: абсолютний тиск (p), абсолютна температура (T), питомий об'єм (V), внутрішня енергія (U), ентальпія (H), ентропія (S). При цьому абсолютний тиск – P , температуру – T , питомий об'єм – V називають **термічними**, а внутрішню енергію – U , ентальпію H , ентропію – S називають **калоричними параметрами стану**.

Тиск як параметр стану. Абсолютний тиск визначається як рівнодійна сила ударів молекул газу, віднесена до одиниці площі стінок посу-

дини, в який знаходиться газ. У системі СІ тиск вимірюється у [Па].

$$p = \frac{F}{S}, \text{ Па} \quad (1.1)$$

Розрізняють: абсолютний і надлишковий тиск. **Надлишковий тиск** – це різниця між абсолютним тиском та атмосферним тиском навколишнього середовища (барометричним). Прилади для вимірювання надлишкового тиску називаються манометрами та вакуумметрами.

Абсолютний тиск визначають від нульового тиску. Реально його вимірюють двома приладами: барометром і манометром (чи вакуумметром).

Залежність між надлишковим і абсолютним тиском визначається в такий спосіб. Якщо тиск (манометричний), який вимірюється, вищий за барометричний, тоді використовують формулу (1.2). Якщо тиск (вакуумметричний), який вимірюється, нижчий за барометричний, тоді використовується формула (1.3).

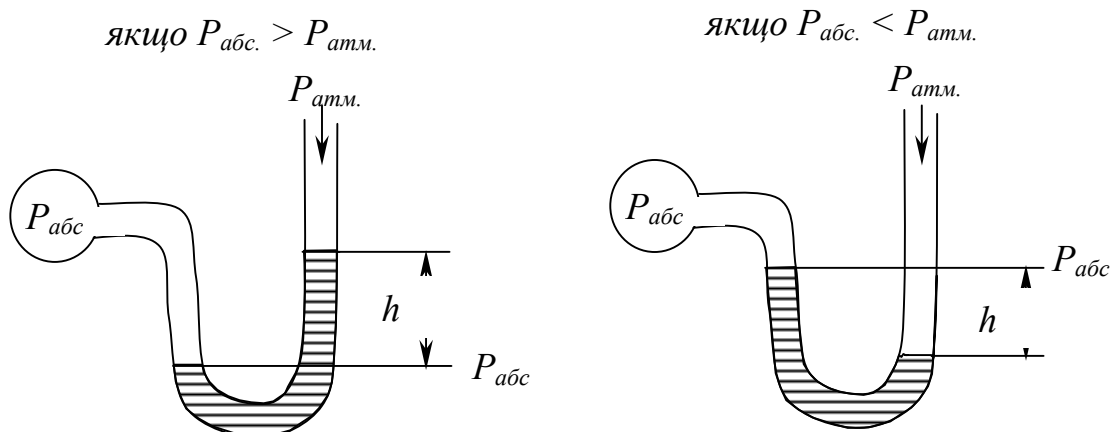


Рис. 1.1. Схеми для визначення абсолютного тиску

$$P_{абс.} = P_{атм.} + P_{надл.} \quad (1.2)$$

$$P_{абс.} = P_{атм.} - P_{вак.} \quad (1.3)$$

Нижче наведено співвідношення між одиницями виміру тиску:

У системі СІ – одиниця виміру тиску: Паскаль, Па.

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$$

Позасистемні одиниці виміру тиску: атмосфера (атм), кгс/см², бар.

$$1 \text{ атм} = 760 \text{ мм. рт. ст.} = 101325 \text{ Па} \approx 10^5 \text{ Па} \approx 0,1 \text{ МПа};$$

$$1 \text{ кгс/см}^2 \approx 1 \text{ бар} \approx 0,1 \text{ МПа}$$

Під час використання рідинних манометрів (одиниці виміру тиску: 1 мм. рт. ст.; 1 мм. вод. ст.) є розрахункова формула для перерахунку в систему СІ:

$$p = \rho \cdot g \cdot h = \gamma \cdot h, \quad (1.4)$$

де ρ – щільність рідини, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

h – висота стовпчика рідини у манометрі, м;

γ – питома вага рідини, Н/м³.

Для ртутного манометра $P = 132900h$; для водяного манометра $P = 9810h$.

Температура як параметр стану. Температура характеризує тепловий стан тіла і є єдиним параметром стану, який визначає напрямок не-примусових процесів, є мірою кінетичної енергії:

$$T = \frac{2}{3 \cdot k} \cdot \frac{m \cdot w^2}{2}, \quad (1.5)$$

де k – постійна Больцмана, $1,38 \cdot 10^{-23}$ Дж/К;

m – маса однієї молекули, кг;

w – середня квадратична швидкість молекули, м/с.

Розрізняють: абсолютну термодинамічну шкалу температур T – шкала Кельвіна [К] та Міжнародну практичну шкалу температур t – шкала Цельсія, [$^{\circ}\text{C}$].

Ціна одного градуса шкали Кельвіна та шкали Цельсія однакова. Для визначення абсолютної температури застосовують формули переходу з однієї шкали в іншу:

$$T = 273,15 + t, \quad (1.6)$$

$$T_2 - T_1 = t_2 - t_1, \quad (1.7)$$

але
$$\frac{T_2}{T_1} \neq \frac{t_2}{t_1}. \quad (1.8)$$

Питомий об'єм як параметр стану. Питомий об'єм відображає відстань між молекулами в просторі. Питомий об'єм – це об'єм, який займає одиниця маси газу (речовини) m та позначається в метрах кубічних на кілограм ($\text{м}^3/\text{кг}$).

$$v = \frac{V}{m} \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (1.9)$$

де v – питомий об'єм, $\text{м}^3/\text{кг}$;

V – геометричний об'єм, м^3 ;

m – маса, кг.

Величина зворотна питомому об'єму називається щільністю.

Щільність – це відношення маси до об'єму речовини:

$$\rho = \frac{m}{v} \text{ кг}/\text{м}^3, \quad (1.10)$$

або
$$\rho = \frac{1}{v}, \quad v = \frac{1}{\rho}. \quad (1.11)$$

Значення питомого об'єму та щільності залежать від термодинамічного стану. В літературі наводяться їх значення за нормальних фізичних умов. Для інших станів їх обчислюють за рівнянням стану для ідеальних газів, або спеціальними таблицями та діаграмами [2, 3, 4].

1.1.4. Рівняння стану ідеального газу

Рівняння, що пов'язує термодинамічні параметри системи в рівноважному стані, називають **термічним рівнянням стану**. Для ідеального газу (системи) взаємопов'язано три параметри, які є попарно незалежними. Загалом рівняння стану має вигляд:

$$F(p, v, T) = 0. \quad (1.12)$$

Об'єднаний закон Бойля-Маріотта і Гей-Люссака можна виразити таким співвідношенням: $\frac{p \cdot v}{T} = const.$

З цього закону за ($V=const$) можна отримати закон Шарля: $\frac{p}{T} = const.$

Добуток абсолютного тиску на питомий об'єм віднесений до абсолютної температури є величина постійна.

Приведення газу до нормальних умов. Нормальними умовами вважають: абсолютний тиск – $p_H = 101325$ Па (1 атм), температура – $T_H = 273$ К ($t_H = 0^\circ\text{C}$).

$$\frac{p_1 \cdot v_1}{T_1} = \frac{p_H \cdot v_H}{T_H}; \quad (1.13)$$

$$v_H = \frac{p_1 \cdot v_1}{T_1} \cdot \frac{T_H}{p_H}. \quad (1.14)$$

Функціональна залежність термічного рівняння стану визначається природою тіла. Найбільш простим термічним рівнянням стану є рівняння Клайперона – Менделєєва для ідеального газу, або характеристичне рівняння:

$$\frac{p \cdot V_\mu}{T} = const = R_\mu. \quad (1.15)$$

де p – абсолютний тиск, Па;

V_μ – об'єм одного кіломоля газу, $\text{м}^3/\text{кмоль}$;

R_μ – універсальна газова стала, $\text{Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$;

T – абсолютна температура, К .

Якщо обидві частини рівняння (1.15) поділити на молярну масу μ , то отримаємо рівняння стану для 1 кг ідеального газу:

$$p \cdot v = R \cdot T, \quad (1.16)$$

де v – питомий об'єм газу, $\text{м}^3/\text{кг}$;

R – питома газова стала, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Питома газова стала залежить від хімічної структури газу і має для кожного газу своє значення.

Для довільної маси газу m (кг) рівняння стану має вигляд:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T, \quad (1.17)$$

де $V = vt$ – об'єм газу, м^3 .

Фізична суть і обчислення газової сталої. Розглянемо два стани для кілограма ідеального газу під час ізобарного нагрівання ($p_1 = p_2 = p$):

$$\begin{cases} p_1 \cdot v_1 = R \cdot T_1 \\ p_2 \cdot v_2 = R \cdot T_2 \end{cases} \quad (1.18)$$

Віднімаючи одне рівняння від другого, одержимо:

$$R = \frac{p \cdot (v_2 - v_1)}{T_2 - T_1}, \quad [\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})] \quad (1.19)$$

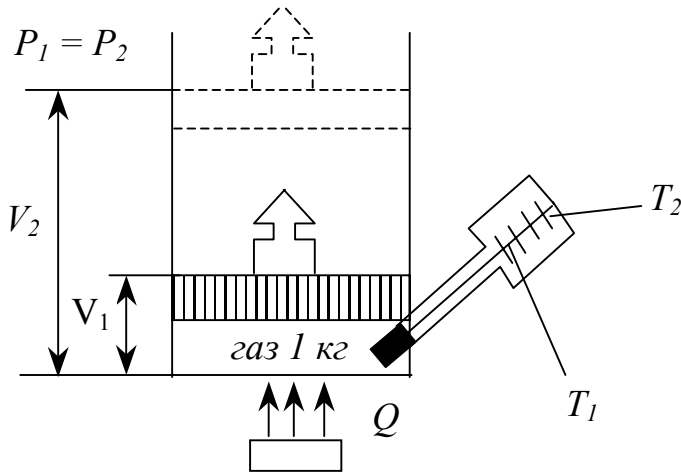


Рис. 1.2. Розкриття суті газової сталої (R)

Тобто **газова стала** – це робота, яку здійснює кілограм газу під час нагрівання його на 1°C в ізобарному процесі.

Моль – сьома основна одиниця СІ, це одиниця кількості речовини, яка дорівнює $6,02 \cdot 10^{26}$ або 602 квадрильона молекул. Кіломоль – кількість речовини, яка чисельно дорівнює її молекулярній масі (наприклад, 1 кіломоль $\text{O}_2 = 32 \text{ кг}$).

Властивості кіломоля. Кіломоль будь-якого ідеального газу містить одне й те ж число молекул $N_A = 6,022045 \cdot 10^{26} \text{ кмоль}^{-1}$, яке називається числом Авогадро.

Об'єм одного кіломолю ідеального газу за однакових умов має одне і те саме значення, зокрема за нормальних умов:

$$v_{\mu H} = \mu \cdot v_H = 22,4 \frac{\text{м}^3}{\text{кмоль}}, \quad (1.20)$$

де μ – молекулярна маса речовини, $\text{кг}/\text{кмоль}$;

v_H – питомий об'єм речовини, $\text{м}^3/\text{кг}$

Питомий об'єм речовини за нормальних умов обчислюють за формулою:

$$v_H = \frac{22,4}{\mu}, \quad \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}. \quad (1.21)$$

Газова стала одного кіломоля будь-якого ідеального газу за нормальних умов однакова і має назву: **універсальна газова стала** (R_μ):

$$R_\mu = \frac{p_H \cdot (v_\mu)_H}{T_H} = \frac{101325 \cdot 22,4}{273,15} = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}. \quad (1.22)$$

Тоді газову сталу довільного газу за будь-яких умов можна знайти: $R = R_\mu / \mu = 8314 / \mu, \text{ Дж/кгК}$. (1.23)

1.1.5. Газові суміші

У природі і техніці часто доводиться мати справу з неоднорідними газами (сумішами), які не вступають в хімічну взаємодію. Наприклад, повітря, продукти згоряння палива (димові гази), природні і штучні пальні гази і т. ін., які в багатьох випадках можна розглядати як ідеальні гази і розрахунок процесів зміни стану для таких сумішей можна виконувати за формулами для ідеальних газів. При цьому параметри суміші, які необхідно підставляти в розрахункові формули, визначаються залежно від складу суміші.

Склад газової суміші може бути заданий трьома способами: масовими частками g , об'ємними частками r і складом суміші заданої кількості кіломолей ν_μ усіх компонентів у частках одиниці (або %).

Масовий склад газової суміші задається масовими частками, якими називаються відношення його маси до маси суміші та позначаються:

$$g_1 = \frac{M_1}{\sum_1^n M_K}; g_2 = \frac{M_2}{\sum_1^n M_K} \dots g_K = \frac{M_K}{\sum_1^n M_K}, \quad (1.24)$$

де M_1, M_2, \dots, M_K – маси окремих газів, кг;

$$\sum_{i=1}^n M_K \text{ – маса суміші, кг.}$$

Сума мас усіх компонентів дорівнює масі суміші:

$$\sum_{i=1}^n M_K = M_1 + \dots + M_K + \dots + M_n. \quad (1.25)$$

Сума масових часток компонентів дорівнює одиниці або ста відсоткам:

$$\sum_{i=1}^n g_k = 1; \quad \text{або} \quad \sum_{i=1}^n g_k = 100\% . \quad (1.26)$$

Об'ємний склад газової суміші задається об'ємними частками, якими називаються відношення парціального об'єму компонента до об'єму суміші та позначаються:

$$r_1 = \frac{V_1}{\sum_{i=1}^n V_K}; r_2 = \frac{V_2}{\sum_{i=1}^n V_K} \dots r_n = \frac{V_n}{\sum_{i=1}^n V_K}, \quad (1.27)$$

де V_1, \dots, V_K – парціальні об'єми компонентів, м^3 ;

$$\sum_{i=1}^n V_K \text{ – об'єм суміші, } \text{м}^3.$$

Закон Амага – сума парціальних об'ємів усіх компонентів дорівнює об'єму суміші:

$$\sum_{i=1}^n V_K = V_1 + \dots + V_K + \dots + V_n . \quad (1.28)$$

Парціальний об'єм – це об'єм, який займає компонент поза сумішню за тиску і температури суміші.

У складі суміші компонент займає весь об'єм суміші і знаходиться під своїм парціальним тиском.

Парціальний тиск – це тиск, який мав би газ, якщо б він один при температурі суміші займав об'єм, який дорівнює об'єму суміші.

Закон Дальтона. Сума парціальних тисків усіх компонентів дорівнює повному тиску:

$$p = \sum_{i=1}^n p_K = p_1 + p_2 + \dots + p_k + \dots + p_n . \quad (1.29)$$

Сума об'ємних часток компонентів дорівнює одиниці або ста відсоткам:

$$\sum_{i=1}^n r_k = 1, \text{ або } \sum_{i=1}^n r_k = 100 \% . \quad (1.30)$$

Мольний склад суміші задається мольними частками, якими називаються відношення кількості речовини компонента до кількості речовини суміші та позначаються:

$$v_{\mu_1} = \frac{n_1}{n}; v_{\mu_2} = \frac{n_2}{n}, v_{\mu_n} = \frac{n_n}{n}, \quad (1.31)$$

де n_1, n_2, \dots, n_k – кількість речовини компонентів суміші газів, кмоль;
 n – кількість речовини суміші, кмоль.

Сума мольних часток усіх компонентів дорівнює одиниці або ста відсоткам:

$$\sum_{i=1}^n v_{\mu_K} = v_{\mu_1} + \dots + v_{\mu_K} + \dots + v_{\mu_n} = 1, \text{ або } \sum_{i=1}^n v_{\mu_k} = 100\% . \quad (1.32)$$

Зазвичай в цьому випадку переходять до об'ємного складу, вважаючи, що для ідеального газу $v_i = r_i$. Дійсно, перемножуючи кількість речовини i -того компонента n_i на молярний об'єм V_μ , однаковий для всіх газів суміші, взятих за однакових фізичних умов, отримаємо парціальний об'єм V_i цього компонента, а, перемножуючи кількість речовини суміші n на V_μ , отримаємо об'єм всієї суміші V :

$$v_i = n_i/n = (V_\mu n_i / V_\mu n) = V_i / V = r_i. \quad (1.33)$$

Співвідношення між масовими та об'ємними частками компонентів суміші можна отримати за формулами:

$$r_i = \frac{g_i}{\sum_{k=1}^n \frac{g_k}{\mu_k}} \quad \text{або} \quad r_i = g_i R_i / R, \quad (1.34)$$

де μ_i – молярна маса i -го компонента;

$$g_i = \frac{r_i \cdot \mu_i}{\sum_{k=1}^n r_k \cdot \mu_k}. \quad (1.35)$$

Парціальні тиски компонентів можуть бути визначені за формулами:

$$p_i = p \cdot g_i \cdot \frac{\mu_{\text{суміші}}}{\mu_i} \quad \text{або} \quad p_i = p \cdot r_i, \quad (1.36)$$

де p – тиск усієї суміші, Па;

$\mu_{\text{суміші}}$ – середня (удавана) молекулярна маса газової суміші, кг/кмоль.

Середню (удавану) молекулярну масу газової суміші можна визначити наступним чином, нехай ми маємо два об'єми, один з яких заповнено цією сумішшю газів, а другий однорідним газом.

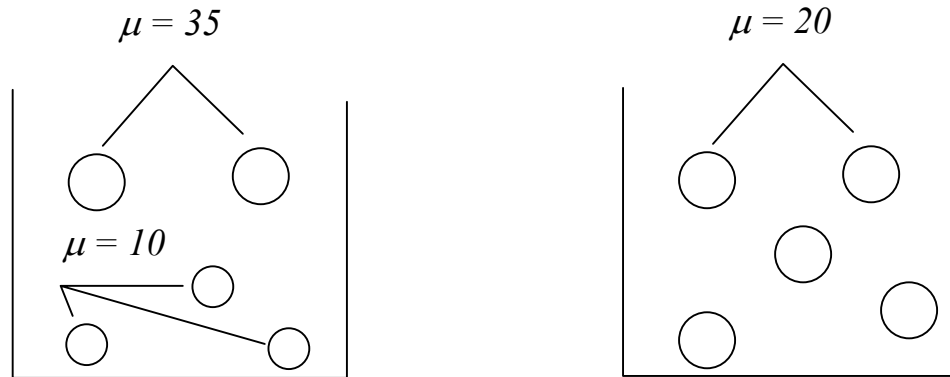


Рис. 1.3 Визначення середньої (удаваної) молекулярної маси газової суміші

Середня молекулярна маса газової суміші $\mu_{\text{сум}}$ – це молекулярна маса однорідного газу, яким можна умовно замінити суміш газів за умови, що кількість молекул в обох випадках однакова ($n = 5$) та сума молекулярних мас так само однакова: $n = 5, \sum_{i=1}^n \mu_i = 100$.

Для визначення $\mu_{\text{сум}}$ необхідно знати: склад суміші (заданий будь-яким способом) і молекулярні маси усіх компонентів:

$$\mu_{\text{сум}} = \frac{1}{\sum \frac{\mu_k}{g_k}},$$

або

$$\mu_{\text{сум}} = \sum \mu_k \cdot r_k. \quad (1.37)$$

Характеристичне рівняння для суміші:

$$P \cdot v = R_{\text{сум}} \cdot T, \quad (1.38)$$

або
$$P \cdot V = m \cdot R_{\text{сум}} \cdot T. \quad (1.39)$$

Питомий об'єм одного кіломоля суміші газів за нормальних умов:

$$v_{H.\text{сум}} = \frac{22,4}{\mu_{\text{сум}}}. \quad (1.40)$$

Газова стала суміші газів:

$$R_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n m_i R_i = \frac{8314}{\mu_{\text{сум}}}. \quad (1.41)$$

1.2. Термодинамічні процеси

1.2.1. Теплоємність ідеальних газів і газових сумішей

Теплоємністю називається кількість теплоти, яка необхідна для зміни температури одиниці кількості газу на один градус у заданому термодинамічному процесі.

Вивченням теплоємності займається молекулярно-кінетична і квантова теорія.

У загальному випадку теплоємність ідеального газу залежить від температури за складним законом. У зв'язку з цим розрізняють **дійсну теплоємність** та **середню теплоємність**. Теплоємність робочого тіла, яка відповідає безкінечно малій зміні його температури, називається **дійсною теплоємністю** робочого тіла:

$$C = \frac{\delta Q}{dT} = \frac{\delta Q}{dt}. \quad (1.42)$$

Теплоємність робочого тіла, яка відповідає кінцевій зміні його температури, називається **середньою теплоємністю**:

$$\frac{t_2}{t_1} C_m = \frac{Q_{1-2}}{t_2 - t_1}, \quad (1.43)$$

де Q_{1-2} – кількість теплоти в довільному процесі 1-2;

t_1, t_2 – температури газу на початку і у кінці процесу.

Залежно від одиниці кількості речовини розрізняють наступні види теплоємностей:

питому масову, яку відносять до одного кілограма речовини – C , та вимірюють у кДж/(кг·К);

питому об'ємну, яку відносять до одного м³ речовини за нормальних умов – C' та вимірюють у (кДж/(м³·К));

питому мольну, яку відносять до 1 кмоль – μC та вимірюють у кДж/(кмоль·К). Ці теплоємності пов'язані між собою завдяки чому від одного виду теплоємності до іншого можна перейти за співвідношеннями.

$$C = C' \cdot v_H; \quad (1.44)$$

$$C' = \frac{\mu C}{22,4}; \quad (1.45)$$

$$C = \frac{\mu C'}{\mu}, \quad (1.46)$$

де $v_H = \frac{\mu}{22,4}$ – об'єм одного кіломолю будь-якого газу за нормальних умов.

Кількість теплоти є функцією процесу, тому теплоємність також залежить від виду процесу. Залежно від виду процесу розрізняють наступні види теплоємностей:

– **ізохорна теплоємність** – $C_v, C'_v, \mu C_v$ (при $V' = const$), яка дорівнює відношенню питомої кількості теплоти в ізохорному процесі δq_v до зміни температури робочого тіла dT , де $C_v, C'_v, \mu C_v$ – відповідно масова, об'ємна та мольна теплоємності в ізохорному процесі:

– **ізобарна теплоємність** – $C_p, C'_p, \mu C_p$ (при $p = const$), яка дорівнює відношенню питомої кількості теплоти в ізобарному процесі δq_p до зміни температури робочого тіла dT де $C_p, C'_p, \mu C_p$ – відповідно масова, об'ємна та мольна теплоємності в ізобарному процесі;

$$c_v = \frac{\delta q_v}{dT}; \quad c_p = \frac{\delta q_p}{dT} \quad (1.47)$$

Раніше зустрічалася розмірність теплоємності, [ккал/(кг·град)]

$$1 \text{ ккал} = 4,186 \text{ кДж.}$$

Проведемо дослід щодо вимірювання теплоємності, якщо $p = const$ і $v = const$.

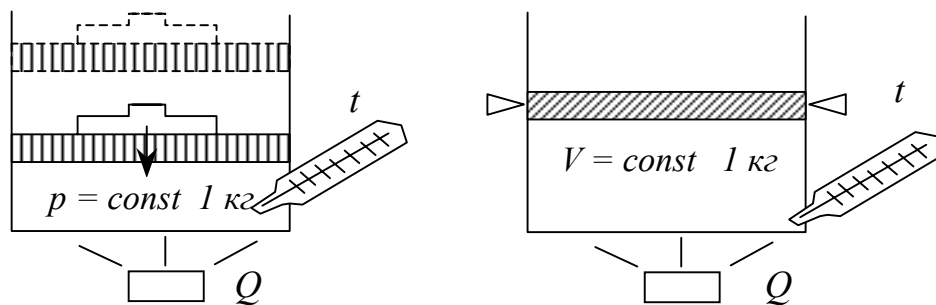


Рис. 1.4. Вимірювання теплоємності при $p = const$ і $v = const$.

Нагріємо газ в обох випадках на 1°C , тоді:

$$\mu C_p - \mu C_v = \mu R = 8314, \text{ кДж}/(\text{кмоль}\cdot\text{K}). \quad (1.48)$$

Співвідношення (1.48) має назву **рівняння Майєра**, або:

$$C_p - C_v = R. \quad (1.49)$$

У теплотехніці часто використовується відношення теплоємностей, яке має назву **коефіцієнт Пуассона** – k або показник адиабати:

$$\frac{\mu C_P}{\mu C_V} = \frac{C_P}{C_V} = k. \quad (1.50)$$

З цих співвідношень виходить, що ізобарна теплоємність більша за ізохорну на значення питомої газової сталої. Це пояснюється тим, що в ізохорному процесі зовнішня робота не виконується і теплота витрачається тільки на зміну внутрішньої енергії робочого тіла, в той час, як в ізобарному процесі теплота витрачається на зміну внутрішньої енергії робочого тіла і на виконання роботи проти зовнішніх сил.

На практиці розрізняють три види залежності теплоємності від температури: постійна, лінійна та нелінійна залежність.

Постійна залежність теплоємності від температури. Відповідно молекулярно-кінетичній теорії на один ступінь свободи однієї молекули припадає $(0,5 k T)$ кінетичної енергії, тоді для одного моля газу при n ступенях свободи кожної молекули зміна цієї енергії буде:

$$\mu c_v = \Delta u = 0,5 \cdot N_A \cdot k \cdot n, \quad \text{кДж/(кмоль}\cdot\text{К)}, \quad (1.51)$$

$$\mu c_v = 0,5 \cdot \mu R \cdot n = 4,157 \cdot n = n \cdot \frac{R}{2}, \quad \text{кДж/(кмоль}\cdot\text{К)}, \quad (1.52)$$

$$\text{або } \mu c_p = \mu c_v + 2 \cdot (0,5 \cdot \mu R) = 4,157 \cdot n + \mu R = (n+2) \cdot \frac{R}{2}, \quad \text{кДж/(кмоль}\cdot\text{К)}. \quad (1.53)$$

Таким чином, знаючи кількість ступенів свободи молекул газу, яка залежить від його атомності, можна підрахувати молярну теплоємність [2] (табл. 1.1).

Таблиця 1.1.

Мольні теплоємності ідеальних газів

Кількість атомів у молекулі газу	μc_v , кДж/кмоль·К	μc_p , кДж/кмоль·К
Один атом ($n=3$)	$\left(3 \cdot \frac{R}{2}\right) = 12,5$	$\left(5 \cdot \frac{R}{2}\right) = 20,8$
Два атоми ($n=5$)	$\left(5 \cdot \frac{R}{2}\right) = 20,8$	$\left(7 \cdot \frac{R}{2}\right) = 29,1$
Три атоми, або багато атомів ($n=7$)	$\left(7 \cdot \frac{R}{2}\right) = 29,1$	$\left(9 \cdot \frac{R}{2}\right) = 37,4$

Графічно цю залежність теплоємності від температури показано на рис.1.5.

Кількість теплоти у цьому випадку визначається за формулами:

$$Q_{P(V)} = M \cdot C_{P(V)} \cdot (t_2 - t_1), \quad \text{кДж}, \quad (1.54)$$

$$\text{або } Q_{P(V)} = V_H \cdot C'_{P(V)} \cdot (t_2 - t_1), \quad \text{кДж}, \quad (1.55)$$

де V_H – об'єм газу приведений до нормальних умов, м³/кг.

Значення C і C' приймається за мольними теплоємностями відповід-

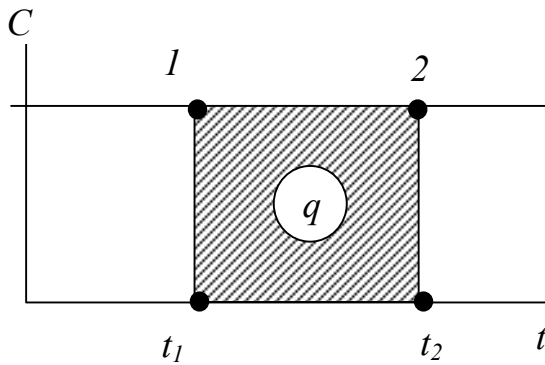


Рис. 1.5. Постійна залежність теплоємності від температури: q – кількість теплоти, яку необхідно витратити для нагрівання 1 кг газу від t_1 до t_2 .

високих температур або більш низьких теплоємність значно відрізняється від значень обчислених за формулами (1.45), (1.46). Це пояснюється тим, що з підвищенням температури з'являються, невраховані в молекулярно-кінетичній теорії, ступені свободи, обумовлені коливанням молекул, а за низьких температур ступені свободи, обумовлені обертанням молекул, зменшують свій внесок. Ці явища враховуються в квантово-механічній теорії теплоємності, яка дає результати близькі до експериментальних. Точні значення теплоємності надано в таблицях та спеціальних довідниках [2]. Лінійна залежність теплоємності від температури обчислюється за формулою:

$$C_M = \frac{C_1 + C_2}{2} = \frac{(a + b \cdot t_1) + (a + b \cdot t_2)}{2} = a + b \cdot \frac{(t_1 + t_2)}{2}, \quad (1.56)$$

де C_M – середня на інтервалі температур від t_1 до t_2 теплоємність, кДж/кгК;

C_1, C_2 – теплоємності за температур t_1, t_2 відповідно, кДж/кгК;

a, b – константи, які залежать від природи газу (обирають за довідковою літературою).

Графічно лінійну залежність теплоємності від температури показано на рис. 1.7.

Кількість теплоти у цьому випадку визначається за формулами:

$$Q_{P(V)} = M \cdot C_{P(V)M} \cdot (t_2 - t_1), \quad \text{кДж}, \quad (1.57)$$

або
$$Q_{P(V)} = V_H \cdot C'_{P(V)M} \cdot (t_2 - t_1), \quad \text{кДж}. \quad (1.58)$$

Нелінійна залежність теплоємності від температури більш точно відображає процеси накопичення теплоти молекулами газу. Графічно цю залежність показано на рис. 1.8.

но до таблиці 1.1.

Лінійна залежність теплоємності від температури. Досліди показують, що незалежність теплоємності від температури добре виконується для одно- та двоатомних газів, але для багатоатомних газів теплоємність постійна лише за температур, які не дуже відрізняються від нормальної. За більш

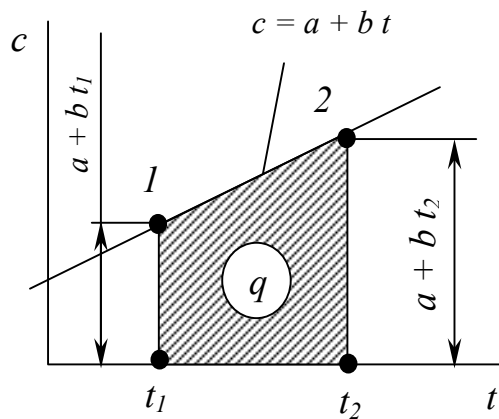


Рис. 1.6. Лінійна залежність теплоємності від температури

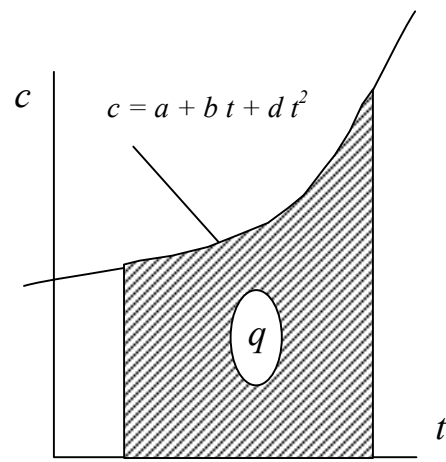


Рис. 1.7. Нелінійна залежність теплоємності від температури

За нелінійної залежності теплоємності від температури неможливо використовувати значення середньої теплоємності на інтервалі температур $t_1...t_2$, тому кількість теплоти визначається за формулами:

$$Q_P = M \left(C_{pm}^{t_2} - C_{pm}^{t_1} \right), \text{ кДж}, \quad (1.59)$$

або

$$Q_P = V_H \left(C'_{pm}^{t_2} - C'_{pm}^{t_1} \right), \text{ кДж}, \quad (1.60)$$

де $C_0^{t_i}$ – середня теплоємність в інтервалі температур від 0 до t_i . Значення цих величин беруть із таблиць. [3].

Таблиця 1.2.

Експериментальні значення середніх теплоємностей в інтервалі температур від 0 до t_i для різних газів, кДж/кмольК

Газ	N_2	O_2	CO_2	повітря
Температура, $^{\circ}C$				
100	29,04	29,53	38,11	29,15
200	29,13	29,93	40,06	29,30

Теплоємність газової суміші. Теплоємність газової суміші визначають залежно від способу завдання газової суміші. В загальному випадку для визначення теплоємності газової суміші необхідно знати склад суміші, заданий будь-яким способом і теплоємність окремих компонентів.

У випадку, коли відомі масові частки газової суміші:

$$C_{C_M} = \sum_{i=1}^n C_K \cdot g_K \quad (1.61)$$

У випадку, коли відомі об'ємні частки газової суміші:

$$C_{C_M}' = \sum_{i=1}^n C_K' \cdot r_K. \quad (1.62)$$

У випадку, коли відомі мольні частки газової суміші, враховуючи, що мольні частки можна замінити об'ємними частками, отримаємо формулу для молярної теплоємності газової суміші :

$$\mu C_{C_M} = \sum_{i=1}^n \mu C_K \cdot r_K. \quad (1.63)$$

Теплоємність у політропному процесі. Теплоємність обчислюється шляхом вирішення системи рівнянь:

$$\begin{cases} q = C \cdot (T_2 - T_1), \\ q = \Delta u + l = C_V \cdot (T_2 - T_1) + \frac{R}{1-n} (T_2 - T_1) \end{cases} \quad (1.64)$$

Із системи рівнянь (1.64), прирівнюючи праві частини, знайдемо теплоємність у політропному процесі.

1.2.2. Калоричні параметри стану та енергетичні характеристики термодинамічних процесів

Калоричні параметри стану робочого тіла – це внутрішня енергія U , ентальпія H та ентропія S .

Внутрішня енергія газу. Внутрішня енергія газу характеризує сумарний запас усіх видів енергій у процесі теплового (хаотичного) руху і взаємодії молекул. Внутрішня енергія є однозначною функцією стану робочого тіла, який визначається його основними параметрами (p, v, T) і сама може бути параметром стану.

Для реального газу внутрішня енергія є функцією температури і тиску або температури і питомого об'єму:

$$u = f(T, p), \text{ або } u = f(T, v). \quad (1.65)$$

Для ідеального газу, можна сказати, що внутрішня енергія є функцією тільки температури, тому що сили взаємодії між молекулами відсутні, а питома потенційна енергія дорівнює нулю:

$$u = f(T). \quad (1.66)$$

При цьому для будь-якого процесу ідеального газу зміна внутрішньої енергії визначається за однією і тією ж формулою:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = C_V \cdot (T_2 - T_1) = C_V \cdot (t_2 - t_1), \text{ Дж/кг}. \quad (1.67)$$

Внутрішня енергія є параметром стану і має властивість адитивності (addition – додавання), тобто внутрішня енергія всієї маси газу дорівнює сумі енергій частин:

$$U = m \cdot u, \text{ Дж}, \quad (1.68)$$

де m – маса газу, кг;

u – питома внутрішня енергія, Дж/кг.

Ентальпія. Ентальпія походить від грецького слова «нагріваю». **Ентальпією** називається сума внутрішньої енергії і добутку тиску на об'єм (тобто – потенційної енергії тиску):

$$H = U + p \cdot v. \quad (1.69)$$

Оскільки ентальпія скомбінована з параметрів стану, то і вона є параметром стану. Ентальпія має особливо важливе значення у випадку потоку робочого тіла, зокрема водяної пари. Ентальпія є параметром стану і має властивість адитивності, тобто ентальпія всієї маси газу дорівнює сумі ентальпій її частин:

$$H = m \cdot h, \text{ Дж, або кДж}, \quad (1.70)$$

де m – маса газу, кг;

h – питома ентальпія, Дж/кг.

Ентропія. Ентропія походить від грецької (entropia) – поворот. **Ентропією** називається параметр стану, що характеризує напрямок протікання незворотних термодинамічних процесів. Позначається ентропія S , одиниці вимірювання Дж/К, тоді питома ентропія буде:

$$s = \frac{S}{m}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad (1.71)$$

позначимо $dS = \frac{\delta Q}{T}, \quad (1.72)$

тоді $S = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T}. \quad (1.73)$

Якщо кількість теплоти піднесено до одного кілограма речовини, то отримаємо питому ентропію. Питома ентропія також як і питома ентальпія і питома внутрішня енергія має властивість адитивності, тобто сума питомих ентропій дорівнює повній ентропії:

$$S = m \cdot s, \text{ Дж/К}, \quad (1.74)$$

де s – питома ентропія, Дж/(кг·К).

У технічній термодинаміці необхідно знати тільки зміну питомої ентропії в термодинамічному процесі від його певного стану (наприклад, від нульового стану). Нульові значення ентропії приймаються за нормальних умов: $T_n = 273 \text{ К}$; або $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; $p = 10^5 \text{ Па}$; $V = V_H$.

Тоді зміна питомої ентропії в термодинамічному процесі буде:

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

Дамо також стохастичне (імовірносне) визначення ентропії:

$$S = k \cdot \ln W, \quad (1.76)$$

де k – постійна Больцмана;

W – імовірність термодинамічного стану.

Тут k – робота, яку здійснює одна молекула в разі зміни температури на один градус. Таким чином **ентропія** – міра неупорядкованості термодинамічної системи. Випадкові процеси протікають у бік більшої хаотичності.

Енергетичні характеристики термодинамічних процесів – це кількість теплоти Q і робота L .

Кількість теплоти характеризує енергію, яка передається від одного тіла до іншого під час теплообміну і є кількісною мірою термічної (теплової) взаємодії робочого тіла з навколишнім середовищем. Зазвичай розрахунки виконують для 1 кг газу, тобто використовують питому кількість теплоти q :

$$q = \frac{Q}{m}, \text{ кДж/кг}, \quad (1.77)$$

де m – маса газу, кг.

Для кінцевого процесу, в якому питома ентропія змінюється від s_1 до s_2 , загальне визначення питомої кількості теплоти q має вигляд:

$$q = \int_{s_1}^{s_2} T ds. \quad (1.78)$$

Оскільки температура є в загальному випадку величиною змінною, то для обчислення інтеграла треба знати рівняння термодинамічного процесу.

Відношення зміни кількості теплоти до зміни температури – це теплоємність робочого тіла, адже можна записати:

$$C_x = \frac{\delta Q_x}{dt}, \quad (1.79)$$

$$Q_x = \int_{t_1}^{t_2} C_x dt, \quad (1.80)$$

або
$$q_x = \int_{t_1}^{t_2} c_x dt. \quad (1.81)$$

Таким чином ми отримали дві залежності для обчислення кількості теплоти, які спрощено можна записати:

$$q = T(s_2 - s_1), \quad (1.82)$$

$$q = s(t_2 - t_1). \quad (1.83)$$

Робота зміни об'єму газу. Робота є універсальною кількісною енергетичною характеристикою термодинамічного процесу перетворення енергії. При цьому можуть відбуватися будь-які перетворення енергії, у тому числі теплової в механічну і навпаки:

$$l = \frac{L}{m}. \quad (1.84)$$

Робота зміни об'єму газу здійснюється газом, який знаходиться в оболонці проти зовнішніх сил тиску:

$$dL = p \cdot dV. \quad (1.85)$$

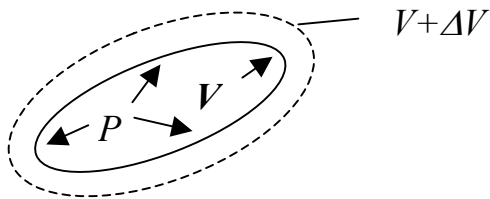


Рис.1.8. До визначення роботи зміни об'єму газу

Для кінцевого термодинамічного процесу, в якому об'єм змінюється від V_1 до V_2 загальний вираз термодинамічної роботи:

$$L = \int_1^2 p \cdot dV . \quad (1.86)$$

При цьому робота зміни об'єму є адитивною величиною, тобто:

$$dL = p \cdot dv = p \cdot dV \cdot m, \quad (1.87)$$

$$L = l \cdot m , \quad (1.88)$$

тоді питому термодинамічну роботу можна знайти:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv . \quad (1.89)$$

Для визначення інтеграла (1.89) треба знати залежність між тиском та питомим об'ємом у заданому термодинамічному процесі. У теплотехнічних розрахунках зазвичай розглядається зміна об'єму газу в циліндрі чи в іншій посудині правильної форми.

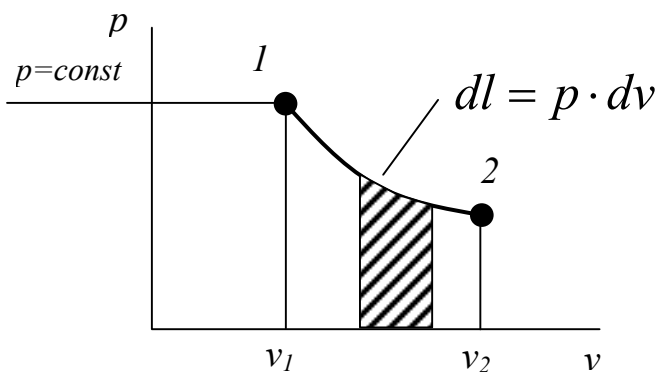


Рис. 1.9. Графічне представлення питомої роботи в координатах p - v :

1 – точка початку термодинамічного процесу; 2 – точка завершення термодинамічного процесу

Графічне представлення питомої роботи в системі координат p - v називають робочою діаграмою (рис.1.9).

В окремому випадку для ізобарного процесу ($p = const$) p можна винести за знак інтеграла:

$$l = \int_1^2 p \cdot dv = p \int_1^2 dv \quad (1.90)$$

Тоді питома робота у випадку $m = const$

$$l = p \cdot (v_2 - v_1), \text{ Дж/кг.} \quad (1.91)$$

Робота під час ізобарного розширення газу дорівнює добутку тиску газу на збільшення його об'єму.

1.2.3. Перший закон термодинаміки

Фізична суть і математичне формулювання першого закону термодинаміки. Відповідно до сучасного розуміння суті матерії: матерія невід'ємна від простору та змінюється в часі, тобто рух є формою існування матерії. Мірою руху матерії є енергія. Перший закон термодинаміки є

окремим випадком загального закону збереження енергії. Він установлює еквівалентність теплової і механічної енергії в разі їхніх взаємних перетворень. Цей закон має абсолютний характер, тобто – не залежить від кількості перетворюваної енергії, швидкості тощо.

Нехай термодинамічна система I (рис.1.10) знаходиться в тепловому

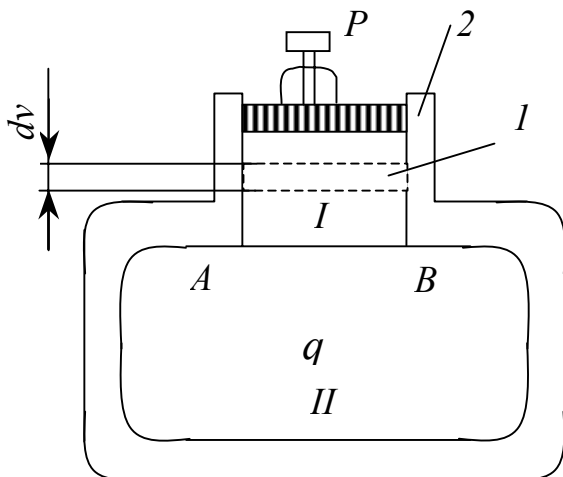


Рис.1.10. Схема енергетичного балансу в термодинамічному процесі:

- 1 – рухомий поршень;
- 2 – теплоізолювана система I+II

контакті із системою II . Уся система $I + II$ теплоізолювана, а границя AB – проводить тепло. Тобто, система не обмінюється теплотою з навколишнім середовищем, теплообмін відбувається тільки між I і II системою.

Оболонки тверді – роботу виконує тільки поршень I під навантаженням P .

Тоді для нескінченно малого процесу зміну питомої кількості теплоти можна виразити рівнянням:

$$\delta q = du + \delta(p \cdot v). \quad (1.92)$$

Після інтегрування для кінцевого процесу одержимо:

$$q = \int_1^2 du + \int_1^2 p \cdot dv = \Delta u + l, \quad (1.93)$$

де q – питома теплоємність дорівнює зміні внутрішньої енергії плюс робота, що використовується.

Ця формула і є математичним формулюванням першого закону термодинаміки. Для довільної кількості речовини:

$$Q = \Delta U + L. \quad (1.94)$$

Формулювання першого закону термодинаміки: **«В термодинамічному процесі теплота, яку отримує система, йде на змінення її внутрішньої енергії і здійснення роботи проти зовнішніх сил».**

Таке рівняння справедливе для будь-якого процесу в термомеханічній системі з обов'язковим врахуванням спрямованості зміни кожного компонента (тобто з урахуванням знаків кількості теплоти q , роботи l та внутрішньої енергії u):

- + q – підведення теплоти;
- q – відведення теплоти;
- + Δu – зростання внутрішньої енергії;
- Δu – зменшення внутрішньої енергії;
- + l – робота розширення;

- l – робота стиснення.

Для довільної маси газу, враховуючи $Q = q \cdot m$, перший закон термодинаміки має вигляд (1.94).

У такому вигляді перший закон термодинаміки використовується для робочих тіл, за своїми властивостями, близькими до ідеальних газів (наприклад, для двигунів внутрішнього згорання) та має назву **перша форма** запису першого закону термодинаміки.

Друга форма запису першого закону термодинаміки. Ця форма використовується для потоку газу (в турбінах і т. ін.). Для позначення потоку введемо параметр **питома ентальпія** h :

$$h = u + p \cdot v. \quad (1.95)$$

Після диференціювання виразу для ентальпії:

$$dh = du + p \cdot dv + v \cdot dp, \quad (1.96)$$

Отже:

$$du = dh - p \cdot dv - v \cdot dp. \quad (1.97)$$

Підставимо цей запис для du у вираз для першої форми запису першого закону термодинаміки:

$$\delta q = du + p \cdot dv, \quad (1.98)$$

$$\delta q = dh - p \cdot dv - v \cdot dp + p \cdot dv, \quad (1.99)$$

$$\delta q = dh - v \cdot dp, \quad (1.100)$$

після інтегрування:

$$q = \Delta h - \int_1^2 v \cdot dp, \quad (1.101)$$

Де $(\int_1^2 v \cdot dp = l')$ – робота проштовхування чи робота зміни тиску.

Чисельне значення роботи проштовхування відповідає тій максимальній роботі, що може зробити газ, який рухається в потоці.

$$q = \Delta h - l'. \quad (1.102)$$

Це є **друга форма** запису першого закону термодинаміки.

Для різновидності запису першого закону термодинаміки можна використати рівняння Бернуллі для потоку газу:

$$q = du + p \cdot dv + q \cdot dz, \quad (1.103)$$

за відсутності теплообміну $q=0$ рівняння (1.103) можна записати в наступному вигляді:

$$0 = (u_2 - u_1) + (p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1) + (q \cdot z_2 - q \cdot z_1). \quad (1.104)$$

Позначимо:

$$U_i = \frac{m \cdot W_i^2}{2}, \quad u_i = \frac{W_i^2}{2}, \quad v = \frac{1}{\rho}, \quad \rho \cdot g = \gamma, \quad (1.105)$$

$$\text{тоді} \quad \frac{W_1^2}{2} + p_1 \cdot \frac{1}{\rho_1} + g \cdot z_1 = \frac{W_2^2}{2} + p_2 \cdot \frac{1}{\rho_2} + g \cdot z_2, \quad (1.106)$$

поділивши на g :

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{W_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{W_2^2}{2 \cdot g}. \quad (1.107)$$

За малих швидкостей у горизонтальному потоці рівняння Бернуллі приймає вигляд:

$$h = \text{const}. \quad (1.108)$$

Якщо об'єднати вираз для питомої кількості теплоти ($\delta q = Tds$) з формулами для першої і другої форми запису першого закону термодинаміки, отримаємо:

$$Tds = du + pdv = dh - vdp. \quad (1.109)$$

Це рівняння – **основне рівняння термодинаміки** або термодинамічна тотожність.

1.2.4. Термодинамічні процеси ідеальних газів

Як уже було зазначено, кількість теплоти не є параметром стану, а характеризує процес. Тобто залежить від шляху переходу зі стану 1 у стан 2. При цьому необхідно зауважити, що перевести систему в стан 2 можна безліччю способів. В усіх цих способах до системи підводиться одна і та ж внутрішня енергія, але поділ її на роботу і кількість теплоти буде різним. **Робота і кількість теплоти є характеристиками термодинамічних процесів.**

Якщо задано стан системи, але не зазначено процес, у якому цей стан було досягнуто, то нічого не можна сказати про кількість теплоти, яку отримала система.

Про кількість теплоти, підведену до тіла, можна говорити тільки тоді, коли зазначено процес, завдяки якому система перейшла в цей стан. Отже, для практичного застосування першого закону термодинаміки необхідно розглянути основні процеси.

Рівноважні і нерівноважні стани газу. Якщо в будь-якій точці довільного обмеженого об'єму газу тиск, температура, а, отже й інші параметри, залишаються незмінними в часі – має місце **рівноважний стан** (рис.1.11). У інших випадках стан газу буде нерівноважним.

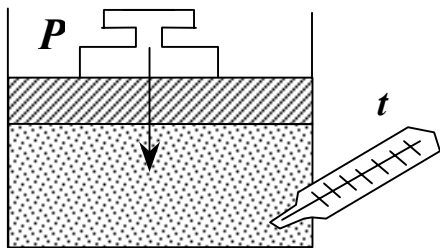


Рис.1.11. Схема рівноважного стану газу

Оборотний і необоротний процеси. Якщо після зняття сили, газ і навколишнє середовище набувають точно попереднього стану – має місце оборо-

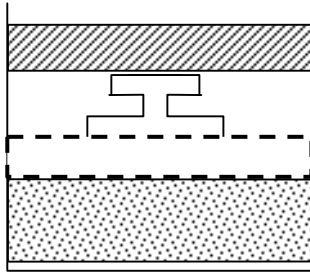


Рис. 1.12. Схема оборотного процесу

тний процес (рис.1.12). У іншому випадку процес буде – необоротним.

У природі і техніці мають місце тільки необоротні процеси. Однак ступінь необоротності деяких з них настільки малий, що їх умовно можна вважати оборотними і з достатньою для технічних розрахунків точністю застосовувати закономірності оборотних процесів.

Надалі всі процеси ми будемо розглядати як оборотні.

Термодинамічний процес – це процес проходження газом, у разі енергетичної взаємодії з навколишнім середовищем, декількох станів, кожний з яких може бути охарактеризований двома цілком визначеними значеннями параметрів.

Взагалі термодинамічний процес може бути заданий аналітично чи графічно. Із всього різноманіття в термодинаміці розрізняють п'ять основних термодинамічних процесів: за сталого питомого об'єму – **ізохорний**; за сталого абсолютного тиску – **ізобарний**; за сталої температури – **ізометричний**; за сталої ентропії (за відсутності зовнішнього теплообміну) – **адіабатний**; за сталої теплоємності (для будь-якого процесу зміни стану – робочого тіла) – **політронний**.

Задачею аналізу термодинамічних процесів є встановлення закономірностей зміни параметрів стану робочого тіла (p, T, v, h, s) і перетворення питомої енергії (u, q, l). Традиційно під час аналізу термодинамічних процесів виконують п'ять кроків: встановлюють умови протікання процесу; аналізують аналітичну формулу термодинамічного процесу; графічне зображення процесу в координатах $p-v$ та $T-s$; форму запису першого закону термодинаміки для цього процесу, включаючи формули для обчислення

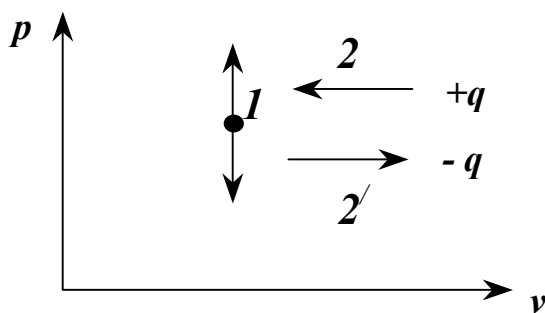


Рис. 1.13. Графік ізохорного процесу ідеального газу

питомої кількості теплоти q , зміни питомої внутрішньої енергії Δu та питомої роботи проти зовнішніх сил l ; форму запису формули для обчислення зміни питомої ентропії – Δs .

Ізохорний процес. Умовою протікання ізохорного процесу є незмінність питомого об'єму ($v = const$). Аналітично ізохорний процес описується законом Шарля:

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}. \quad (1.110)$$

У координатах p - v графік ізохорного процесу є прямою лінією, яка перпендикулярна осі абсцис (рис.1.13).

Перший закон термодинаміки для ізохорного процесу має вигляд:

$$q_v = \Delta u. \quad (1.111)$$

Зміна питомої внутрішньої енергії для ізохорного процесу визначається:

$$\Delta u_v = c_v \cdot (T_2 - T_1) = c_v \cdot (t_2 - t_1), \quad (1.112)$$

тоді
$$q_v = c_v \cdot (T_2 - T_1). \quad (1.113)$$

Робота в ізохорному процесі не виконується:

$$l_v = 0. \quad (1.114)$$

Для ізохорного процесу вся теплота, що бере участь у процесі, йде тільки на зміну внутрішньої енергії ідеального газу.

Формула для обчислення зміни питомої ентропії ідеального газу в ізохорному процесі:

$$\Delta s_v = c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (1.115)$$

$$\text{або } \Delta s_v = c_v \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (1.116)$$

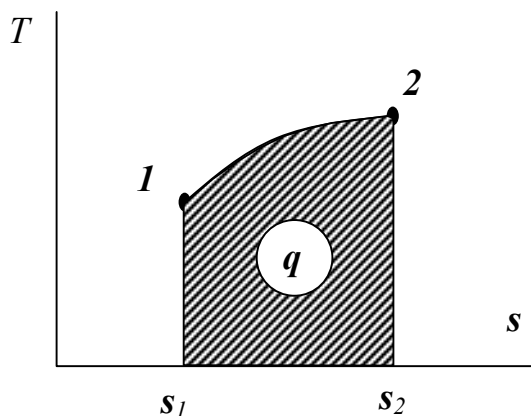


Рис.1.14. Графік ізохорного процесу ідеального газу

Тобто між зміною питомої ентропії і абсолютною температурою існує логарифмічна залежність. У координатах T - s графік ізохорного процесу можна представити у вигляді (рис. 1.14).

Ізобарний процес. Умовою протікання ізобарного процесу є незмінність абсолютного тиску ($p = const$). Аналітично ізобарний процес описується законом Гей-Люссака:

$$\frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2} \quad (1.117)$$

У координатах p - v графік ізобарного процесу є прямою лінією, яка перпендикулярна осі ординат (рис.1.15).

Перший закон термодинаміки для ізобарного процесу має вигляд:

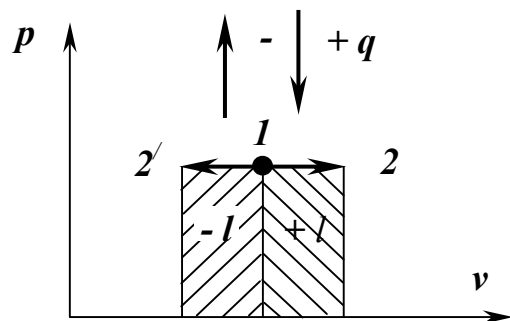


Рис. 1.15. Графік ізобарного процесу ідеального газу

$$q_p = \Delta u + l = c_v \cdot (T_2 - T_1) + p \cdot (v_2 - v_1) = c_v \cdot (T_2 - T_1) + R \cdot (T_2 - T_1) = (c_v + R) \cdot (T_2 - T_1) = c_p \cdot (T_2 - T_1), \quad (1.118)$$

тобто $q_p = c_p \cdot (T_2 - T_1), \quad (1.119)$

або $q_p = \Delta h = h_2 - h_1. \quad (1.120)$

Таким чином питома кількість теплоти в ізобарному процесі дорівнює зміні питомої ентропії ідеального газу.

Зміна питомої внутрішньої енергії для ізобарного процесу:

$$\Delta u_p = c_v \cdot (T_2 - T_1). \quad (1.121)$$

Питома робота в ізобарному процесі:

$$l_p = p \cdot (v_2 - v_1), \quad (1.122)$$

$$l_p = R \cdot (T_2 - T_1), \quad (1.123)$$

або $l_p = h_2 - h_1. \quad (1.124)$

Кількість теплоти, що бере участь в ізобарному процесі чисельно дорівнює різниці ентальпій наприкінці і початку процесу.

Формула для обчислення зміни питомої ентропії ідеального газу в ізобарному процесі має вигляд:

$$\Delta s_p = c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + R \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}, \quad (1.125)$$

або з урахуванням формули Майєра та рівняння Клайперона-Менделєєва:

$$\Delta s_p = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (1.126)$$

$$\text{або } \Delta s_p = c_p \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (1.127)$$

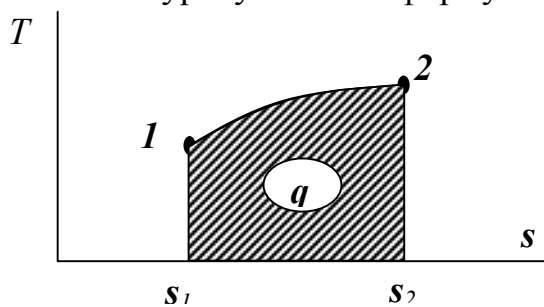


Рис. 1.16. Графік ізобарного процесу ідеального газу

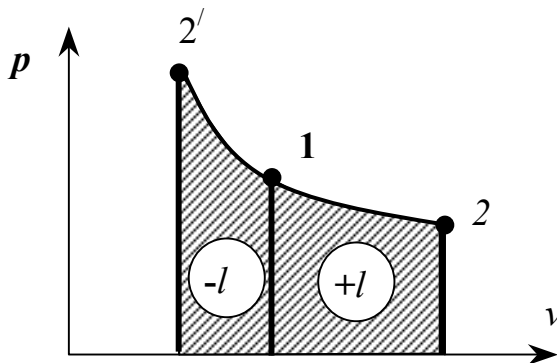


Рис. 1.17. Графік ізотермічного процесу ідеального газу

Тобто між зміною питомої ентропії і абсолютною температурою існує логарифмічна залежність. У координатах $T-s$ графік ізобарного процесу можна представити у вигляді логарифмічної кривої, яка є більш пологою ніж ізохора, тому що $c_p > c_v$.

Ізотермічний процес. Умовою протікання ізотермічного процесу є незмінність абсолютного значення температури ($T = const$).

Аналітично ізотермічний процес описується законом Бойля-Маріотта:

$$p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2. \quad (1.128)$$

Тобто, між параметрами ідеального газу в ізотермічному процесі існує зворотно пропорційна залежність.

У координатах $p-v$ графік ізотермічного процесу є рівнобічною гіперболою (рис.1.17). Перший закон термодинаміки для ізотермічного процесу має вигляд:

$$q_T = l_T. \quad (1.129)$$

Отже, вся кількість теплоти, яку отримує система в ізотермічному процесі, витрачається на роботу проти зовнішніх сил.

Зміна питомої внутрішньої енергії та ентальпії ідеального газу в ізотермічному процесі відсутня:

$$\Delta u_T = 0, \quad (1.130)$$

тому що $\Delta u_T = c_v \cdot (T_2 - T_1), \quad (1.131)$

$$(T_2 - T_1) = 0. \quad (1.132)$$

Питома робота в ізотермічному процесі може бути знайдена за формулою:

$$l_T = R \cdot T \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}, \quad (1.133)$$

або $l_T = R \cdot T \cdot \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (1.134)$

Формула для обчислення зміни питомої ентропії ідеального газу в ізотермічному процесі має вигляд:

$$\Delta s_T = s_2 - s_1 = \frac{q_T}{T} = R \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = R \cdot \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (1.135)$$

Питома кількість теплоти в ізотермічному процесі може бути обчислена за формулою:

$$q_T = l_T = R \cdot T \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = R \cdot T \cdot \ln \frac{p_1}{p_2}, \quad (1.136)$$

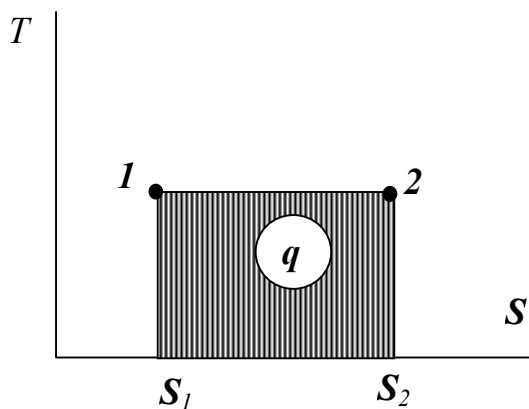


Рис. 1.18. Графік ізотермічного процесу ідеального газу

або з урахуванням визначення ентропії:

$$q_T = T \cdot (s_2 - s_1). \quad (1.137)$$

Тобто між зміною питомої ентропії і абсолютною температурою існує прямолінійна залежність. У координатах $T-s$ графік ізотермічного процесу можна представити у вигляді прямої перпендикулярної осі ординат (рис.1.18)

Адіабатний процес. Умовою протікання адіабатного процесу є

відсутність обміну теплової енергії з навколишнім середовищем ($\delta q = 0$). Інколи адіабатний процес називають ізоентропійним процесом, в цьому випадку умовою протікання є незмінність ентропії ($s = const$). Аналітично адіабатний процес описується рівнянням Пуассона або рівнянням адіабатного процесу:

$$p \cdot v^k = const, \quad (1.138)$$

де k – показник адіабати, або коефіцієнт Пуассона, який залежить від кількості атомів у молекулі газу.

$$k = \frac{c_p}{c_v}. \quad (1.139)$$

Інші форми запису цього процесу мають вигляд:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k, \quad (1.140)$$

$$T \cdot v^{k-1} = const, \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}, \quad (1.141)$$

$$T \cdot p^{\frac{1-k}{k}} = const,$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (1.142)$$

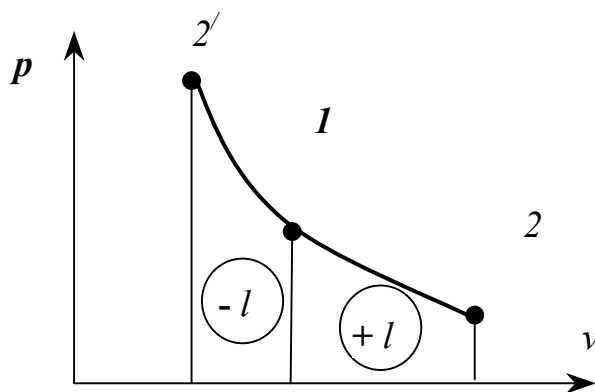


Рис. 1.19. Графік адіабатного процесу ідеального газу

Тобто між параметрами ідеального газу в адіабатному процесі існує гіперболічна залежність.

У координатах p - v графік адіабатного процесу є нерівнобічна гіпербола, яка дещо крутіша від ізотерми (рис.1.19).

Перший закон термодинаміки для адіабатного процесу:

$$l_s = -\Delta u \quad (1.143)$$

Теплообмін з навколишнім середовищем відсутній за визначенням процесу:

$$q_s = 0 \quad (1.144)$$

$$l_s = -\Delta u = -c_v \cdot (T_2 - T_1) = c_v \cdot (T_1 - T_2) = \frac{R \cdot c_v}{R} \cdot (T_1 - T_2) = \frac{R}{k-1} \cdot (T_1 - T_2),$$

тому що:

$$\frac{c_v}{R} = \frac{\frac{c_v}{c_p - c_v}}{\frac{c_p}{c_v} - \frac{c_v}{c_v}} = \frac{1}{k - 1}. \quad (1.145)$$

Питома робота в адіабатному процесі:

$$l_s = \frac{R}{k - 1} \cdot (T_1 - T_2), \quad (1.146)$$

$$\text{або} \quad l_s = \frac{1}{k - 1} \cdot (p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2). \quad (1.147)$$

Отже, в адіабатному процесі робота зміни об'єму відбувається за рахунок зміни внутрішньої енергії.

Зміна питомої внутрішньої енергії ідеального газу в адіабатному процесі:

$$\Delta u_s = c_v \cdot (T_2 - T_1). \quad (1.148)$$

Зміна питомої ентальпії ідеального газу в адіабатному процесі дорівнює нулю:

$$\Delta h_s = c_p \cdot (T_2 - T_1) = q_a = 0.$$

Зміна питомої ентропії ідеального газу в адіабатному процесі також дорівнює нулю.

$$\Delta s_s = \int_1^2 \delta q_s / T = 0.$$

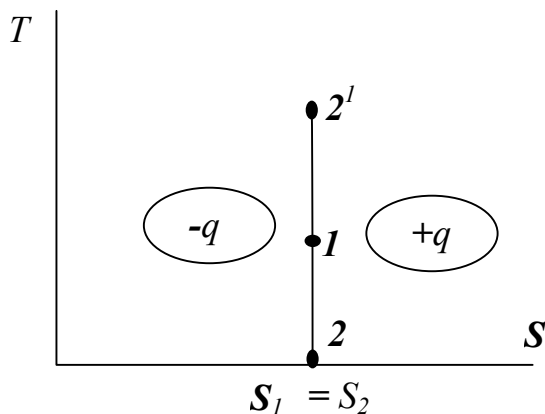


Рис. 1.20. Графік адіабатного процесу ідеального газу

Графік адіабатного процесу у координатах $T-s$ представлено на рис. 1.20.

Політропні процеси. Будь-який термодинамічний процес зміни стану робочого тіла, який відбувається за постійної теплоємності є **політропним**. Усі розглянуті раніше процеси – це окремі випадки політропного процесу.

Умовою протікання політропного процесу є відсутність зміни теплоємності упродовж всього процесу ($\delta c_n = 0$), або її сталість ($c_n = const$).

Аналітично політропний процес описується рівнянням політропи:

$$p \cdot v^n = const, \quad (1.149)$$

де n – показник політропи, який залежить від теплоємності політропного процесу.

Показник політропи має сталі значення для кожного конкретного термодинамічного процесу, але загалом може змінюватися від $+\infty$ до $-\infty$ (зазвичай від 0 до $+\infty$). Так:

1. При $n = \pm \infty$, $p \cdot v^\infty = const$ – ізохорний процес;
2. При $n = 0$, $p \cdot v^0 = const$ – ізобарний процес;
3. При $n = 1$, $p \cdot v^1 = const$ – ізотермічний процес;
4. При $n = k$, $p \cdot v^k = const$ – адіабатний процес;
5. При $n = n$, $p \cdot v^n = const$ – політропний процес.

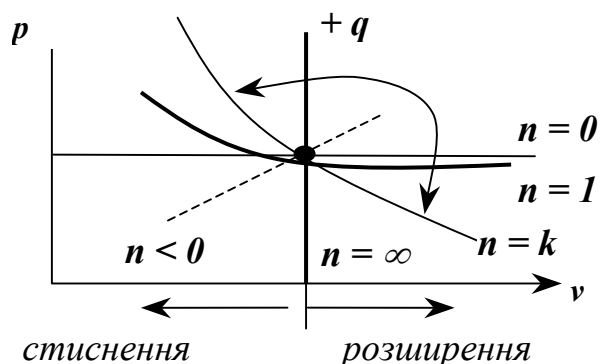


Рис. 1.21. Графіки політропних процесів ідеального газу

Для політропного процесу співвідношення між параметрами і питома робота зміни об'єму обчислюються за тими ж формулами, як і для адіабатного процесу за заміни показника адиабати « k » на показник « n ». Отже, можна використовувати і інші форми запису політропного процесу:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n \quad (1.150)$$

$$T \cdot v^{n-1} = const, \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \quad (1.151)$$

$$T \cdot p^{\frac{1-n}{n}} = const, \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} \quad (1.152)$$

Тобто між параметрами ідеального газу в політропному процесі існує гіперболічна залежність.

У координатах p - v графік політропного процесу охоплює усі окремі випадки термодинамічних процесів (ізохорний, ізобарний, ізотермічний і адіабатний). Графіки більшості звичайних політропних процесів ($k > n > 1$) розташовані між адиабатою та ізотермою і є нерівнобічною гіперболою (рис.1.21).

Перший закон термодинаміки для політропного процесу має вигляд:

$$q_n = \Delta u_n + l_n = c_v \cdot (T_2 - T_1) + \frac{R}{(n-1)} \cdot (T_1 - T_2) \quad (1.153)$$

або, використовуючи поняття питомої теплоємності в політропному процесі c_n :

$$q_n = c_n (T_2 - T_1) \quad (1.154)$$

Показник політропи n можна визначити, якщо відомі значення p і v у двох точках процесу. Тоді, виконавши логарифмування, отримуємо:

$$\lg \frac{p_2}{p_1} = n \cdot \lg \frac{v_1}{v_2}, \quad (1.155)$$

отже,
$$n = \frac{\lg p_2 - \lg p_1}{\lg v_1 - \lg v_2}. \quad (1.156)$$

Зміна питомої внутрішньої енергії ідеального газу в політропному процесі:

$$\Delta u_n = c_v \cdot (T_2 - T_1). \quad (1.157)$$

Питома робота ідеального газу проти зовнішніх сил у політропному процесі:

$$l_n = \frac{R}{n-1} \cdot (T_1 - T_2), \quad (1.158)$$

або
$$l_n = \frac{1}{n-1} \cdot (p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2), \quad (1.159)$$

$$l = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} \right], \quad (1.160)$$

або
$$l = \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} \right]. \quad (1.161)$$

Зміна питомої ентальпії ідеального газу в політропному процесі:

$$\Delta h_n = c_p (T_2 - T_1) = (u_2 - u_1) + (p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1). \quad (1.162)$$

Зміна питомої ентропії ідеального газу в політропному процесі визначається зі співвідношення:

$$\Delta s_n = \int_{T_1}^{T_2} \delta q_n / T = \int_{T_1}^{T_2} c_n dT / T, \quad (1.163)$$

$$\Delta s_n = c_n \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}$$

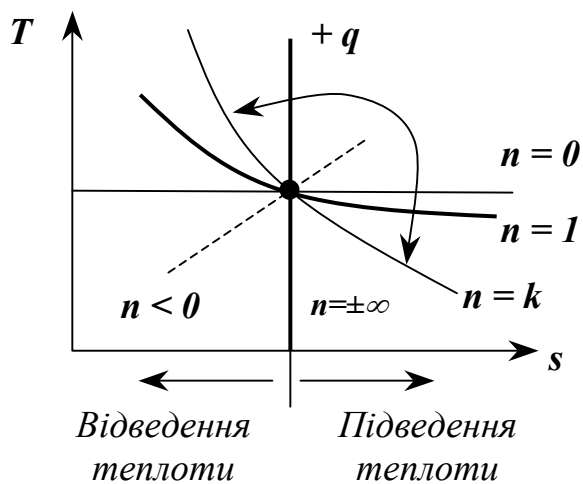


Рис. 1.22. Графік політропного процесу ідеального газу

До того ж в усіх процесах із підведенням теплоти ($+dq$) ентропія зростає ($+ds$); в усіх процесах із відведенням теплоти ($-dq$) ентропія зменшується ($-ds$), а за відсутності теплообміну з навколишнім середовищем ентропія не змінюється ($ds = 0$), або $s = const$.

У координатах $T-s$ графік політропного процесу можна представити у такому вигляді (рис. 1.22).

1.2.5. Другий закон термодинаміки

Другий закон визначає напрям протікання термодинамічних процесів та умови перетворення теплоти в роботу або навпаки.

Багатовікові дослідження показують, що усі термодинамічні процеси можна поділити на спонтанні та неспонтанні.

Спонтанні – це процеси, які здійснюються самі по собі, без втручання людини. Прикладами спонтанних процесів є перетворення роботи в теплоту, передання теплоти від більш нагрітого тіла до менш нагрітого, дифузія газів. **Неспонтанні** – це процеси, які самі здійснюватися не можуть, для їх здійснення необхідно створювати певні умови. Прикладами неспонтанних процесів є перетворення теплової енергії в механічну, передання теплоти від менш нагрітого тіла до більш нагрітого тіла, розділення газових сумішей на складові. Дослідження показують, що спонтанні процеси в ізольованій системі спрямовані вбік вирівнювання неоднорідності, тобто вирівнювання термодинамічних параметрів стану за об'ємом системи. Можна сказати, що природа прямує від станів менш імовірних до станів більш імовірних, або – ізольована термодинамічна система мимоволі завжди прагне до рівноваги.

Формулювання другого закону термодинаміки. Перший закон, як вже зазначалось, характеризує термодинамічні процеси перетворення енергії з **кількісного боку**. Другий закон термодинаміки характеризує **якісний** бік термодинамічних процесів. Існує декілька формулювань другого закону термодинаміки:

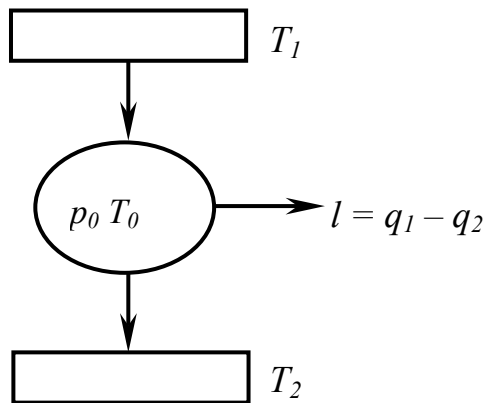


Рис. 1.23. Схема отримання роботи за допомогою теплового двигуна відповідно до другого закону термодинаміки

холодного тіла до гарячого треба витратити роботу (Р. Клаузіус, 1850 р.). Іншими словами: неможливо передати теплоту від менш нагрітого тіла до більш нагрітого тіла без компенсації, тобто без будь-яких залишкових змін у навколишньому середовищі.

4. Неможливе довготермінове перетворення теплової енергії в механічну без компенсації (В. Томсон лорд Кельвін, 1851 р.). Під компенсацією в цьому випадку мають на увазі допоміжний спонтанний процес, який забезпечує здійснення основного неспонтанного процесу.

5. Де є різниця температур, можливе отримання сили, що рухає.

6. Вічний двигун другого роду неможливий (В.Ф. Освальд).

7. Усі природні процеси є переходом від менш вірогідних до більш вірогідних станів (Л. Больцман, 1876 р.).

Формулювання другого закону термодинаміки Л. Больцманом найбільш широке та змістовне, з нього шляхом логічних міркувань можна отримати усі інші формулювання. Це формулювання вводить поняття *ентронії*, пов'язуючи його з термодинамічною вірогідністю стану системи.

Якщо за першим законом уся кількість теплоти може бути перетворена в роботу, то згідно з другим законом стверджується, що робота завжди менша від підведеної кількості теплоти ($L < Q$), тому що частина теплоти повинна бути віддана холодному джерелу ($T_1 > T_2$).

На відмінну від першого закону термодинаміки, другий закон має не абсолютний характер, а відносний, він справедливий за певних умов, зокрема на Землі.

Теорія теплової смерті Всесвіту Р.Клаузіуса неправильна, оскільки Всесвіт неможливо розглядати як ізольовану систему – він безмежний у просторі та часі.

1. Будь-який реальний спонтанний процес є незворотним. (Це формулювання є найбільш загальним, інші формулювання є його варіантами).

2. Для тривалого перетворення теплової енергії в механічну роботу необхідно мати два джерела теплоти з різною температурою (С. Карно, 1824 р.).

3. Теплота може переходити сама тільки від гарячого тіла до холодного, а для переходу теплоти від

1.2.6. Математичне формулювання Другого закону термодинаміки

Аналітична формула, яка записує ентропію як калоричний параметр стану, пов'язуючи її зміни з кількістю теплоти є одним з математичних формулювань Другого закону термодинаміки:

$$ds = \delta q/T. \quad (1.164)$$

Інше математичне формулювання Другого закону термодинаміки називають принципом збільшення ентропії:

$$ds \geq \delta q/T. \quad (1.165)$$

Після інтегрування формули (1.165) отримаємо найбільш повне *математичне формулювання Другого закону термодинаміки*:

$$\Delta s \geq \int_1^2 \frac{\delta q}{T}. \quad (1.166)$$

У разі виконання оборотних термодинамічних процесів зміна питомої ентропії дорівнює питомій наведеній теплоті (знак рівності), а в разі оборотних термодинамічних процесів зміна питомої ентропії більша від питомої наведеної теплоти (знак більше).

Ця формула для кругових процесів називається *інтеграл Клаузіуса* і є також математичним формулюванням Другого закону термодинаміки:

$$\oint dq/T \leq 0, \quad (1.167)$$

У цих виразах знак «=» відноситься до зворотних процесів, а «<» та «>» до незворотних.

Одним із найбільш відомих математичних формулювань другого закону термодинаміки, яке використовується не тільки в термодинаміці, а також в медицині, економіці, теорії інформації та багатьох інших галузях науки є статистичне формулювання Л. Больцмана з доповненнями Р. Планка:

$$S = k \cdot \ln W, \quad (1.168)$$

де k – константа Больцмана ($k = 1,380 \cdot 10^{-23}$), Дж/К;

W – термодинамічна вірогідність.

Статистичне формулювання Другого закону термодинаміки показує, що ентропія є мірою вірогідності стану термодинамічної системи.

З Другого закону термодинаміки випливають поняття «ексергія» та «анергія». *Ексергією* або технічною роботоzdатністю називають ту частину теплової енергії, яка здатна у таких умовах навколишнього середовища перетворюватися у корисну роботу:

$$Ex = e_x \cdot m, \quad (1.169)$$

де Ex – ексергія, Дж;

e_x – питома ексергія, Дж/кг.

$$e_x = q - T_0 s, \quad (1.170)$$

де q – питома кількість підведеної теплоти, кДж/кг;

$$T_0 \text{ – температура навколишнього середовища, К;} \\ s \text{ – питома ентропія робочого тіла, кДж/кгК,} \\ \text{або} \quad e_x = u - T_0 s, \quad e_x = h - T_0 s, \quad (1.171)$$

де u – питома внутрішня енергія робочого тіла, кДж/кг;

h – питома ентальпія робочого тіла, кДж/кг,

тобто для однозначного визначення ексергії треба задати параметри робочого тіла і параметри навколишнього середовища.

Поняття ексергії дуже часто використовується, тому що воно досить зручне для аналізу ступеня термодинамічної досконалості теплотехнічних пристроїв, двигунів і апаратів.

Анергія – це кількість теплоти, яка не перетворюється у корисну роботу, а неминуче відводиться до холодного джерела теплоти, відповідно до другого закону термодинаміки.

Третій закон термодинаміки. В 1906 році В. Нернст сформулював так звану «теплову теорему», яку іноді називають третім законом термодинаміки і формулюють так: «З наближенням температури тіла до абсолютного нуля, ентропія тіла також прямує до нуля». Цей висновок був зроблений на тій підставі, що з охолодженням газу до рідкого, а потім до твердого стану упорядкованість у розташуванні і у русі часток підвищується, тобто ентропія зменшується, однак треба відзначити, що абсолютний нуль температури практично не може бути досягнуто, тому що це вступає в протиріччя з основними філософськими постулатами сучасності.

Так ми вважаємо, що простір, матерія, час існують невід'ємно одне від одного, і немає простору в якому не існувало би матерії, яка не змінювалася б у часі (в той же час абсолютний нуль температури дає підстави думати, що існує місце в просторі, в якому матерія нерухома, тобто не змінюється в часі, а це відповідно до вищесказаного неможливо).

1.2.7. Кругові процеси або цикли

Круговим процесом або циклом є замкнений процес, внаслідок якого робоче тіло, пройшовши декілька станів, приходить знову у початковий стан.

Цикли лежать в основі дії будь-якого теплового двигуна, тобто пристрою, який використовується для перетворення необмеженої кількості теплової енергії в механічну. В результаті кругового процесу двигуном здійснюється робота l щодо зовнішніх сил.

Під час вивчення циклів теплових двигунів у технічній термодинаміці досліджується тільки вплив основних параметрів, які визначають умови роботи двигуна, тобто по суті вивчаються ідеалізовані моделі двигунів, у яких відсутні втрати на тертя, втрати під час теплообміну з навколишнім

середовищем тощо. Усі термодинамічні процеси, які здійснюються в двигуні розглядаються як рівноважні. Такий підхід суттєво спрощує дослідження циклів теплових двигунів. Більш детально цикли реальних двигунів вивчаються у курсі «Трактори і автомобілі».

Довільний цикл. Розглянемо довільний цикл, який складається з двох процесів: прямого та зворотного. Під час руху термодинамічних процесів

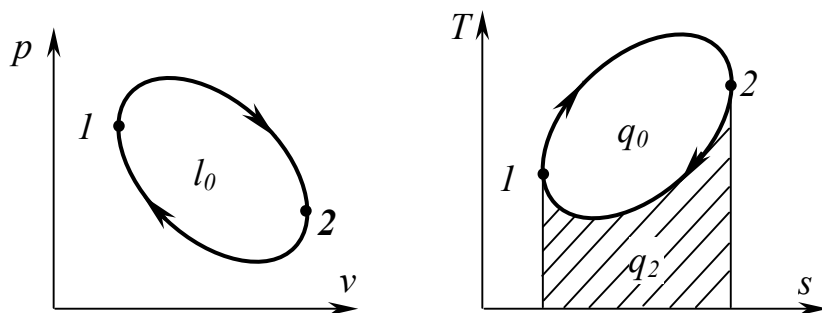


Рис.1.24. Схематичне зображення довільного прямого кругового процесу (циклу): l_0 – корисна робота за цикл; q_0 – кількість питомої теплоти, яка корисно використана – еквівалентно l_0 ; q_2 – кількість відведеної за цикл питомої теплоти

циклу за годинниковою стрілкою корисним ефектом циклу є отримання роботи розширення проти зовнішніх сил і цикл називається прямим (за таким циклом працюють двигуни внутрішнього згоряння, газові турбіни і т.ін.).

Для довільного прямого термодинамічного циклу

можна записати, що кількість теплоти q_0 , яка корисно використана (еквівалентно l_0), дорівнює різниці між кількістю теплоти, підведеної за цикл q_1 та кількістю теплоти, відведеної за цикл q_2 : $q_0 = q_1 - q_2$, $l_0 = q_0$.

Для оцінювання економічності теплових двигунів введено поняття **термічний коефіцієнт корисної дії** (к.к.д.). Термічний коефіцієнт корисної дії дорівнює відношенню кількості теплоти, яка перетворена в роботу, до всієї підведеної теплоти:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{q_0}{q_1} = \frac{l_0}{q_1}, \quad (1.172)$$

де η_t – термічний к.к.д. циклу.

Термічний коефіцієнт корисної дії циклу завжди менше одиниці ($\eta_t = 1 - q_2/q_1 < 1$), який показує, що в кругових процесах (циклах) неможливо повністю перетворити підведену питому кількість теплоти в питому роботу, тому що частина від всієї кількості теплоти, підведеної за цикл, неминуче повинна бути передана холодному джерелу.

Зворотним циклом називається круговий термодинамічний процес, корисним ефектом якого є передача теплоти від менш нагрітого тіла до більш нагрітого. Він здійснюється проти годинникової стрілки (наприклад, в холодильних машинах, теплових насосах і т.ін.). У цьому циклі витрача-

ється зовнішня робота l на стиснення робочого тіла, що забезпечує передавання теплоти q_2 джерела до гарячого. При цьому відбувається охолодження холодного джерела і ще більше нагрівання гарячого, або **трансформація теплоти** з низького температурного рівня на високий. Для цього циклу можливі два варіанти практичного застосування: з метою охолодження або замороження сільськогосподарської продукції (холодильний цикл), або з метою обігріву житлових, господарських приміщень та гарячого водопостачання (цикл теплового насоса).

Критерієм, який визначає термодинамічну ефективність холодильного циклу, є **холодильний коефіцієнт** ε_x

$$\varepsilon_x = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{q_2}{l}, \quad (1.173)$$

де ε_x – холодильний коефіцієнт;

q_1 – питома кількість теплоти, яку підведено до гарячого джерела;

q_2 – результат роботи циклу, тобто теплота, яка відведена від тіла, що охолоджується;

l – витрачена робота.

Критерій, який визначає термодинамічну ефективність для циклу теплового насоса, називається **коефіцієнт тепловикористання** ε_m :

$$\varepsilon_m = \frac{q_2 + l}{l} = \frac{q_2}{l} + 1 \quad (1.174)$$

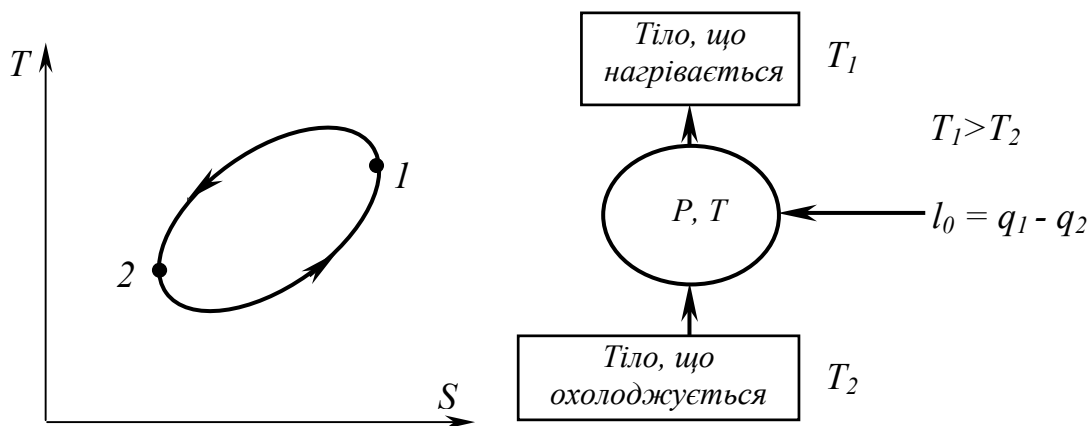


Рис. 1.25. Схематичне зображення довільного зворотного кругового процесу (циклу): l_0 – підведена робота за цикл; q_1 – кількість питомої теплоти, яка підведена; q_2 – кількість відведеної за цикл теплоти (корисний ефект циклу)

Холодильний коефіцієнт ε_x та коефіцієнт тепловикористання ε_m зворотних циклів на відміну від термічного к.к.д. прямих циклів може бути більше одиниці, тому що корисний ефект для зворотних циклів становить не частину теплоти, яка підведена, а може бути більшим за неї. При цьому треба враховувати, що додаткова кількість теплоти не виникає з ні-

чого, а отримується з навколишнього середовища (наприклад, із незамерзаючих водоймищ, з гною, теплих шарів ґрунту, від сонячного випромінювання, з молока, яке охолоджують тощо). Теплові насоси, які трансформують теплоту вказаних низькопотенційних джерел теплової енергії для опалення, гарячого водопостачання та технологічних потреб, використовують у багатьох країнах. Отже, треба ширше пропагувати цей спосіб тепlopостачання як дуже перспективний і в Україні. Зазначимо, що на 1 кВт електроенергії, витрачений в тепловому насосі, можна отримати для тепlopостачання від 5 до 8 кВт теплової енергії.

Аналіз термодинамічних циклів. **Ідеальний тепловий цикл – цикл Карно.** Для оцінювання досконалості робочого процесу реальних теплових двигунів необхідно мати взірець, яким є цикл Карно, запропонований французьким інженером С. Карно у 1824 році.

Під час аналізу прямого циклу теплового двигуна Карно встановив, що необхідною умовою перетворення теплоти в роботу є наявність двох джерел теплоти з різною температурою $T_1 > T_2$, тобто необхідно мати нагрівач і охолоджувач. Карно запропонував теоретичний цикл теплового двигуна, який має максимальний термічний к.к.д. у заданому інтервалі температур. Його можна отримати на основі другого закону термодинаміки. Цикл Карно складається з двох ізотермічних та двох адіабатних процесів (рис. 1.26).

Процеси 2-3 та 4-1 адіабатні, на економічність циклу не впливають, тому що стиснення робочого тіла виконується за рахунок механічної енергії, яка підводиться зовні (процес 4-1), а адіабатне розширення (процес 2-3) виконується за рахунок теплоти підведеної в ізотермічному процесі 1-2. Процеси 1-2 та 3-4 – ізотермічні, де теплота повністю переходить в роботу, тобто більш високого к.к.д. ніж у циклі Карно, бути не може. Корисна

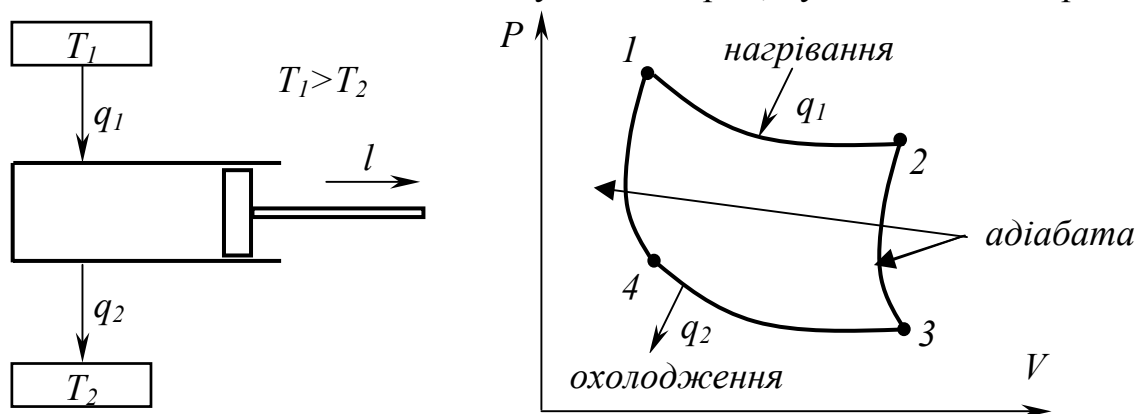


Рис. 1.26. Цикл Карно: а – схема циклу; б – зображення циклу в координатах $p - v$

питома робота l дорівнює площі циклу 1-2-3-4. Усі реальні теплові двигуни працюють за циклами, які відрізняються від циклу Карно, тому що

практичне його здійснення пов'язано з низкою технічних складностей. Сучасні двигуни мінімальних габаритів та ваги за заданої потужності, що примушує виконувати робочі процеси з максимальною інтенсивністю. У разі зростання швидкості умови протікання процесів значно відрізняються від рівноважних. Крім того, для підвищення температури в циклі Карно потрібен значний тиск, що важко забезпечити за існуючих конструкційних матеріалів. Проте аналіз циклу Карно потрібен як еталон для реальних циклів з метою встановлення можливостей підвищення їх термічного к.к.д.

Термічний к.к.д. циклу Карно (теорема Карно). Термічний к.к.д. циклу Карно не залежить від властивостей робочого тіла, а цілком визначається значенням температур верхнього та нижнього джерела теплоти.

Доведемо це: для циклу Карно, як і для будь-якого іншого циклу, характерно:

$$\eta_t = \frac{l_0}{q}, \text{ або } \eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (1.175)$$

Згідно з другим законом термодинаміки:

$$ds \geq \frac{\delta q}{T}, \quad (1.176)$$

тобто $q = T(s_2 - s_1), \quad (1.177)$

тоді $\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2(s_2 - s_3)}{T_1(s_1 - s_4)}. \quad (1.178)$

Через те, що $s_2 - s_3 = s_1 - s_4$, отримаємо:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.179)$$

Формула (1.179) є математичним формулюванням теореми Карно.

Холодильний коефіцієнт зворотного циклу Карно:

$$\varepsilon_x = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{1}{(T_2/T_1) - 1}. \quad (1.180)$$

Коефіцієнт тепловикористання зворотного циклу Карно:

$$\varepsilon_T = \frac{T_1}{T_1 - T_2} = \frac{1}{1 - (T_2/T_1)}. \quad (1.181)$$

З теореми Карно можна зробити такі висновки:

1) для циклу Карно к.к.д. тим більший, чим вища температура джерела теплоти та чим нижча температура холодильника.

2) к.к.д. циклу Карно не може бути рівним одиниці $\eta_t \neq 1$, оскільки температура джерела теплоти не може бути безкінечною $T_1 \neq \infty$, а температура холодильника не може дорівнювати абсолютному нулю $T_2 \neq 0$.

Здійснення циклу Карно в реальних теплових двигунах не доцільно через труднощі здійснення повільних ізотермічних процесів із підведен-

ням та відведенням теплоти, а також інші незручності конструктивного та експлуатаційного характеру.

Еквівалентний цикл Карно. Розглянемо довільний цикл 1-2-3-4 (рис.1.27), який здійснюється в інтервалі температур T_1 і T_2 . Підведення і відведення теплоти здійснюється за змінних температур. Будь-який цикл у цьому разі можна замінити **еквівалентним циклом Карно**, в якому питома кількість підведеної та відведеної теплоти та зміни ентропії дорівнюють аналогічним показникам довільного циклу. Для цього вводиться поняття **середньоінтегральної температури**, під якою маємо на увазі температуру робочого тіла, яку можна отримати шляхом поділення питомої кількості теплоти, яка підведена (або відведена) до робочого тіла, на зміну ентропії в цьому ж процесі ($T_{с.інт} = q/\Delta s$). Середньоінтегральні температури підведення $T'_{с.інт}$ і відведення $T''_{с.інт}$ в еквівалентному циклі Карно визначаються аналогічно. Тоді термічний к.к.д. довільного циклу виражений через середньоінтегральні температури буде:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T''_{с.інт} \Delta s}{T'_{с.інт} \Delta s} = 1 - \frac{T''_{с.інт}}{T'_{с.інт}}. \quad (1.182)$$

Цей вираз показує, що термічний к.к.д. будь-якого циклу дорівнює

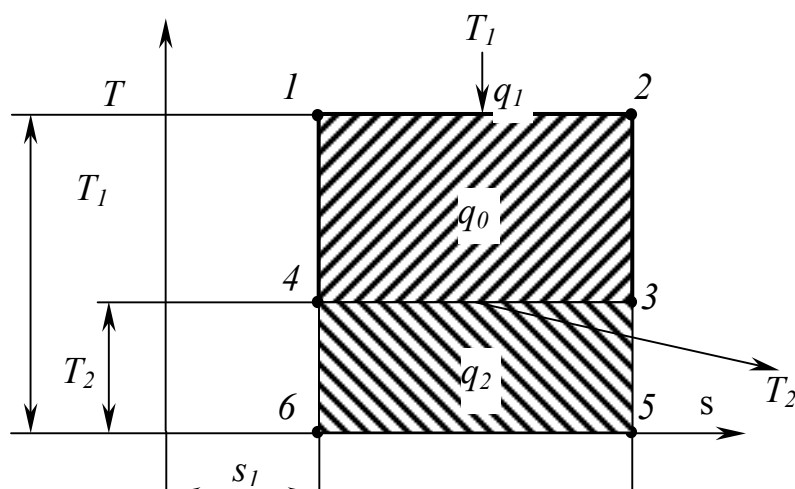


Рис.1.27. Зображення циклу Карно в координатах $T - s$

термічному к.к.д. еквівалентного циклу Карно за середньоінтегральних температур. Звідси випливає важливий висновок для практики про те, що для збільшення к.к.д. будь-якого циклу треба підвищувати температуру підведення теплоти і знижувати температуру відведення теплоти.

Для прикладу порівняємо к.к.д. циклу Карно та циклу безкомпресорного дизеля за реальних температур дизельного двигуна (температура горіння 2000°C , температура вихлипних газів 300°C). Тоді к.к.д. циклу Карно:

$$\eta_k^t = 1 - \frac{300 + 273}{2000 + 273} = 0,74, \quad (1.183)$$

а к.к.д. реального дизельного двигуна за таких значень $T'_{с.інт}$ і $T''_{с.інт}$, як правило, дорівнює $\eta_{диз.} = 0,41$.

К.к.д. циклу Карно в координатах $T - s$ дорівнює відношенню площин:

$$\eta_i = 1 - \frac{q_2}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{пл.12341}{пл.12561}. \quad (1.184)$$

Будь-який інший процес буде вписано у цей прямокутник та буде меншим.

У таблиці 1.3. наведено максимальні к.к.д. для двигунів різних типів у разі їх роботи за циклом Карно.

Таблиця 1.3.

Максимальні к.к.д. для двигунів різних типів у разі їх роботи за циклом Карно

Тип двигуна	$T_1, \text{К}$	$T_2, \text{К}$	$\eta_i, \%$
Паротурбінний двигун	800	300	60...65
Газотурбінний двигун	1200	400	67...70
Двигун внутрішнього згоряння	2500	600	75...78
Термоелектричний генератор	1200	300	70...75

Регенеративний узагальнювальний цикл Карно. Найбільш високий термічний к.к.д. за наявності двох джерел теплоти і заданих температур має цикл Карно. Проте, теоретично за деяких умов, те саме значення к.к.д. мають цикли, які складаються з ізотермічних процесів підведення та відведення теплоти та будь-яких інших, але однакових, які зображуються еквідистантними лініями, процесів переходу з температурного рівня T_1 на T_2 , за умови, що теплота, яка відводиться в одному з цих процесів, переводиться (регенерується) в інший. Такий цикл називають **регенеративним – узагальнювальним циклом Карно**.

Прикладом регенеративного циклу, який складається з двох ізотерм і двох ізохор є цикл Р. Стірлінга (1816 рік), цей цикл досі вважається перспективним, особливо у сільському господарстві. Його ще називають циклом із зовнішнім підведенням теплоти. Термічний к.к.д. цього циклу без регенерації буде:

$$\eta_i = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - c_v(T_1 - T_2) / [R \ln(v_3 / v_4)]} < 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.185)$$

Проте, якщо теплоту, яка відводиться в ізохорному процесі до холодного джерела використати для нагрівання робочого тіла в іншому ізохорному процесі, тоді к.к.д. циклів: регенеративного з регенерацією та циклу Карно будуть однаковими:

$$\eta_{i,рег} = 1 - \frac{R_0 T_2 \ln(v_1 / v_2)}{R_0 T_1 \ln(v_1 / v_2)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.186)$$

Регенеративні цикли знаходять широке використання в сучасних теплових двигунах, особливо в газотурбінних і паротурбінних як один з основних засобів підвищення їх економічності.

1.2.8. Термодинамічні властивості і процеси реальних газів

Рівняння стану реальних газів. Як відомо усі гази тією чи іншою мірою відрізняються від ідеального газу, наприклад, водяну пару у тому виді, у якому вона застосовується в парових двигунах, можна вважати реальним газом і до неї не можна застосовувати закони ідеальних газів. Зокрема, характеристичне рівняння Клайперона-Менделєєва може бути застосовано тільки з відповідними перетвореннями його структури, що враховують відмінність реальних газів від ідеальних. Це обумовлено наявністю сил взаємодії між молекулами реального газу та впливом їх власного об'єму. Одним із перших варіантів рівняння стану реальних газів, яке враховує їх молекулярну взаємодію та власний об'єм молекул, запропонував у 1873 році нідерландський фізик Ван-дер-Ваальс:

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right) \cdot (v - b) = R \cdot T, \quad (1.187)$$

де $\frac{a}{v^2}$ – величина, яка враховує зміну тиску газу обумовленого силами тяжіння між молекулами, Па;
 b – коефіцієнт зменшення об'єму, м³.

Більш точним для практичних розрахунків є рівняння стану перегрітої пари М.П.Вукаловича – І.І. Новикова та Майєра – Боголюбова. Рівняння М.П. Вукаловича – І.І. Новикова додатково враховує асоціацію і дисоціацію молекул реального газу за зміни параметрів:

$$pv = RT \left(1 - \frac{A}{v} - \frac{B}{v^2}\right), \quad (1.188)$$

де A – функція від температури;
 B – функція від температури і питомого об'єму.
 Рівняння Майєра – Боголюбова:

$$pv = RT \left(1 + \frac{B}{v} + \frac{C}{v^2} + \frac{D}{v^3} + \dots\right), \quad (1.189)$$

де B, C, D – другий, третій та інші **віріальні коефіцієнти**, які залежать від природи газу, температури і визначаються експериментально.

Коефіцієнт B враховує парні взаємодії молекул, коефіцієнт C – взаємодію трьох молекул.

Враховуючи складність безпосереднього використання цих рівнянь у теплотехнічних розрахунках, зв'язаних із реальними газами (водяною парою) широко використовують, складені на основі цих рівнянь та експери-

ментальних даних, таблиці і діаграми термодинамічних властивостей перегрітої водяної пари, за допомогою яких і виконують розрахунки процесів зміни стану водяної пари. За допомогою цих таблиць і діаграм можна визначити практично всі параметри водяної пари: абсолютний тиск p , питомих об'єм v , абсолютну температуру T , питому ентальпію h , питому ентропію s , а додаткову ступінь сухості x , питому внутрішню енергію u підраховують за відомою формулою. До того ж робота з діаграмами робить процес проектування енергетичного і тепловикористання технологічного обладнання наглядним.

Процеси пароутворення, види і властивості водяної пари. Водяну пару широко застосовують у багатьох галузях техніки, наприклад, у парових турбінах, переробних підприємствах, для кормозапарення тощо. Це обумовлено тим, що вона має гарні термодинамічні властивості: велику теплоємність і теплоту пароутворення. Вона не шкідлива для людей, тварин та рослин. Водяна пара утворюється під час двох процесів: випарювання та кипіння. Під час випаровування пара утворюється тільки на вільній поверхні. **Кипінням** називається інтенсивне пароутворення всього об'єму рідини в разі перевищення визначеної температури внаслідок підведення визначеної кількості теплоти. Ця температура, яка називається температурою кипіння чи насичення t_n , залежить від тиску, під яким знаходиться рідина. Тиск, який відповідає температурі насичення, називається тиском насичення p_n . Розрізняють три види водяної пари: волога насичена пара, суха насичена пара, перегріта пара.

Волога насичена пара – це двофазна система, яка являє собою механічну суміш сухої насиченої пари і води (у вигляді часток різного розміру) за температури кипіння. Волога насичена пара крім інших параметрів характеризується ступенем сухості (x), який являє собою масову частку сухої насиченої пари у вологій насиченій парі:

$$x = g_{cn} / g_{внп} \quad (1.190)$$

де g_{cn} – масова частка сухої насиченої пари;

$g_{внп}$ – масова частка вологої насиченої пари.

Наприклад, при $x = 0,8$ у 1 кг вологої насиченої пари міститься 0,8 кг сухої насиченої пари і 0,2 кг води у вигляді часток різного розміру. Ступінь вологості визначається за формулою $1-x$.

Властивості вологої насиченої пари: температура вологої насиченої пари дорівнює температурі сухої насиченої пари того ж тиску і не залежить від ступеня сухості; стан вологої насиченої пари може бути задано двома параметрами стану, зазвичай (p, x) або (T, x) .

Питомий об'єм вологої насиченої пари знаходять:

$$v = v''x + v'(1-x), \quad (1.191)$$

де v'' – питомих об'єм сухої насиченої пари, $\text{м}^3/\text{кг}$;

v' – питомий об'єм води за температури сухої насиченої пари, м³/кг;
 x – ступінь сухості.

Питому ентальпію вологої насиченої пари визначають за формулою:

$$h = h' + rx, \quad (1.192)$$

де h – питома ентальпія вологої насиченої пари, кДж/кг;

h' – питома ентальпія води за температури сухої насиченої пари, кДж/кг;

r – питома теплота пароутворення, кДж/кг;

x – ступінь сухості.

Питома ентальпія води h' за температури сухої насиченої пари:

$$h' = c_p(T_n - 273) = c_p t_n. \quad (1.193)$$

Питома ентропія s вологої насиченої пари:

$$s = s' + \frac{rx}{T}, \quad (1.194)$$

де s' – питома ентропія води за температури сухої насиченої пари, або пароутворення, кДж/кг.

Суша насичена пара – це пара, яка утворюється в момент закінчення випаровування останньої краплі води в заданому замкненому об'ємі. Властивості сухої насиченої пари: стан нестабільний; температура сухої насиченої пари дорівнює температурі насичення t_n за даного тиску, до того ж t_n залежить від тиску, вона зростає або падає в разі зміни тиску, за складною нелінійною залежністю. Стан сухої насиченої пари може бути задано одним параметром (тиском чи температурою), бо другий параметр (x) завжди дорівнює одиниці.

Перегріта пара. Перегрітою парою називається пара, температура якої може бути рівною чи більшою температури сухої насиченої пари і не може бути меншою температури сухої насиченої пари того ж тиску. Стан перегрітої пари може бути задано двома параметрами, звичайно тиском та температурою.

Для водяної пари рівняння основних законів ідеальних газів не справедливі, а рівняння стану реальних газів практично не використовуються через їх громіздкість. Тому, під час аналізу станів і процесів зміни води і водяної пари користуються таблицями і діаграмами: $p-v$, $T-s$, $h-s$.

За таблицями [7] ентальпію перегрітої пари знаходять:

$$h_{n.n.} = h'' + c_p(T_{n.n.} - T_n), \quad (1.195)$$

де $h_{n.n.}$ – ентальпія перегрітої пари, кДж/кг;

h'' – ентальпія сухої насиченої пари, кДж/кг;

$T_{n.n.}$ – температура перегрітої пари, К;

T_n – температура пароутворення (насичення), К.

Ентропію перегрітої пари знаходять за таблицями та перераховують за формулою:

$$s_{n.n.} = s'' + c_p \ln \frac{T_{n.n.}}{T_n}, \quad (1.196)$$

де $s_{n.n.}$ – ентропія перегрітої пари, кДж/кг;

s'' – ентропія сухої насиченої пари, кДж/кг;

$T_{n.n.}$ – температура перегрітої, К;

T_n – температура пароутворення (насичення), К.

Розглянемо процес пароутворення в діаграмі $p - v$ за умов, коли перехід рідини в пару здійснюється у разі постійного тиску. Цей процес широко застосовується в різних установках для отримання пари для технічних потреб (парогенератори електростанцій, котлоагрегати опалювальних котелень, котли технологічних установок). Процес отримання пари за постійного тиску показано на рис.1.28.

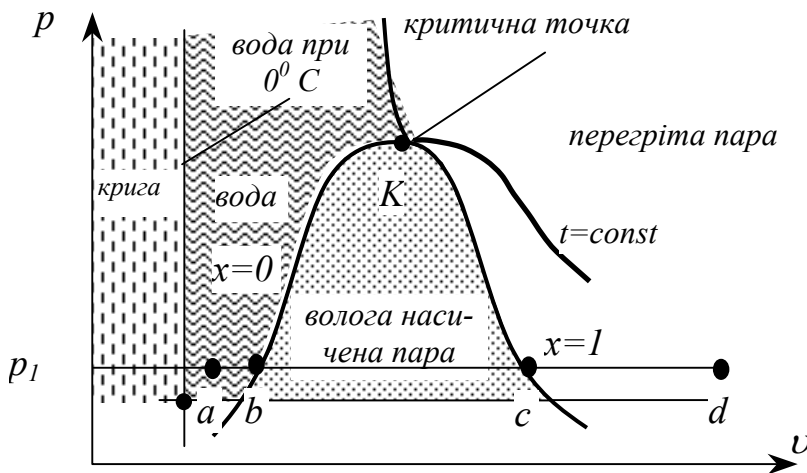


Рис. 1.28. Діаграма $p - v$ для водяної пари

Цьому процесу відповідає ізобара ad . Точка a характеризує початковий стан рідини, а відрізок ab – збільшення об'єму

під час нагрівання рідини до температури пароутворення. У точці b температура рідини дорівнює температурі пароутворення. На відрізку bc проходить процес пароутворення за постійною температурою, який супроводжується значним збільшенням об'єму речовини. При цьому ми маємо двофазну систему рідини і насиченої пари. На відрізку bc пара є вологою насиченою парою ($x < 1$). У момент, коли випаровується уся рідина, пара стане сухою насиченою – точка c . Подальше підведення теплоти призводить до перегріву насиченої пари, що супроводжується подальшим збільшенням її температури і об'єму – відрізок cd . Правіше від точки c пара знаходиться в перегрітому стані. З підвищенням тиску пари точки аналогічні точкам a, b , які зображують стан води, зміщуються вправо, а точки, які характеризують стан сухої насиченої та перегрітої пари c, d , зміщу-

ються вліво. Якщо з'єднати точки, які відповідають однаковим станам речовини, то отримаємо дві криві bK та Kc . Криву bK , яка визначає стан рідини за температури кипіння, називають **нижньою граничною кривою** ($x=0$), а криву Kc , яка відповідає стану сухої насиченої пари, – **верхньою граничною кривою** ($x=1$). Граничні криві пари та рідини об'єднуються в точці K , яку називають **критичною точкою**. Для води: параметри критичної точки: $p_{кр} = 22,13$ МПа; $T_{кр} = 647,15$ К; ($t_{кр} = 374,15^{\circ}\text{C}$); $v_{кр} = 0,00326$ м³/кг.

У разі тиску, більшого за тиск у точці K , зникає різниця між властивостями рідини і пари, тому що за високого тиску щільність пари дорівнює щільності рідини. Тому область, яка розміщена вище $p_{кр}$, називається надкритичною.

Лівіше від лінії bK знаходиться область рідини (вода). Між граничними кривими bK та Kc знаходиться область вологої насиченої пари. Ізотерми в області вологої насиченої пари співпадають з ізобарами. Через точку K проходить критична ізотерма, яка має характерний злом та є дотичною до лінії bKc .

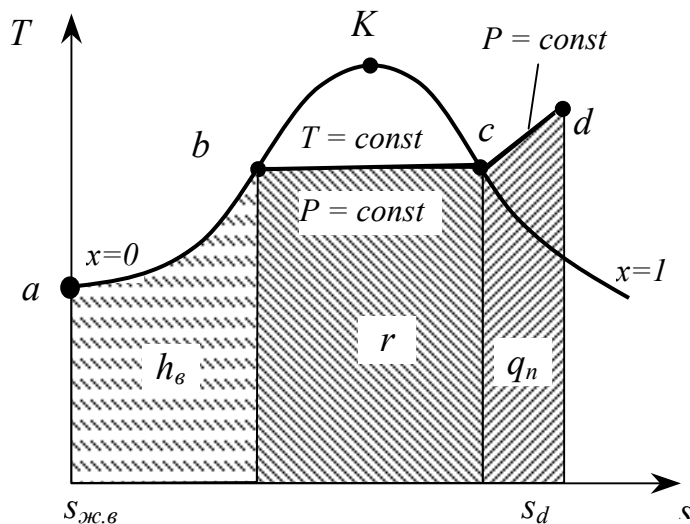


Рис. 1.29. Діаграма водяної пари в координатах $T - s$

Правіше лінії Kc знаходиться область перегрітої пари. Ізотерми в цій області з підвищенням температури наближаються до рівнобічних гіпербол, тобто властивості перегрітої пари наближаються до властивостей ідеального газу.

У надкритичній області неможливо ізотермічним стисненням перетворити пару в рідину, тому що ізотерми не перетинають граничних

кривих (наприклад, неможливо скраплити повітря за кімнатної температури).

Діаграма водяної пари в координатах $T - s$. За допомогою діаграми $T - s$ можна визначити кількість теплоти термодинамічних процесів водяної пари, тому її широко застосовують переважно для теоретичного аналізу економічності теплових двигунів. Для розрахунків процесів зміни стану водяної пари використовують головним чином $h - s$ діаграму водяної пари.

На рис. 1.29 в координатах $T - s$ зображено процес пароутворення, якщо $p = const$.

Крива aK є нижньою граничною кривою ($x=0$), точка K – критична точка, крива Kc – верхня гранична крива ($x=1$). Початок відліку ентропії відповідає її значенню, якщо температура 273 К. Площа фігури обмеженої осями координат та кривою процесу пароутворення в координатах $T-s$ є відповідною кількості теплоти. Площа під ізобарою ab еквівалентна ентальпії води h_g за температури пароутворення. На ізобарному відрізку bc , який співпадає з ізотермою T_n , відбувається процес пароутворення і його площа відповідає прихованій теплоті пароутворення r . В ізобарному процесі перегрівання пари cd її температура підвищується до значення $T_{n,n}$, до того ж до пари підводять кількість теплоти q_n , яку витрачають на перегрів пари. Тоді загальна кількість теплоти дорівнюватиме сумі кількості теплоти, витраченої на підігрівання живильної води до температури насичення T_n , на процес фазового переходу (пароутворення) та перегрівання пари. Або, ентальпія перегрітої пари визначається як сума площин:

$$h_{n.n.} = h_g + r + q_n, \quad (1.197)$$

де $h_{n.n.}$ – ентальпія перегрітої пари, кДж/кг;

h_g – ентальпія води за температури кипіння, кДж/кг;

r – кількість теплоти, необхідної для одержання з 1 кг води за температури кипіння 1 кг сухої насиченої пари, кДж/кг;

q_n – теплота, витрачена на перегрів пари до точки А, кДж/кг.

Ентальпія перегрітої пари – це величина чисельно рівна кількості теплоти, яку необхідно підвести в ізобарному процесі до 1кг води при 0°C , щоб одержати 1 кг перегрітої пари заданого стану.

Ентропію перегрітої пари в $T-s$ діаграмі знаходять як різницю ентропії в точці d мінус ентропія за початкової температури живильної води $S_{ж.в.}$:

$$S_{n.n.} = S_d - S_{ж.в.} \quad (1.198)$$

Діаграма водяної пари в координатах $h - s$. Для вивчення, аналізу та розрахунків різних термодинамічних процесів водяної пари особливо зручна діаграма у координатах $h - s$ (рис. 1.30). За її допомогою можна визначити практично всі параметри стану: температуру t , тиск p , питомий об'єм ν , ентальпію h , ентропію s та ступінь сухості x . Для визначення абсолютної температури треба скористатися відомою формулою, а для визначення питомої внутрішньої енергії треба виконати розрахунки:

$$u = h - p\nu. \quad (1.199)$$

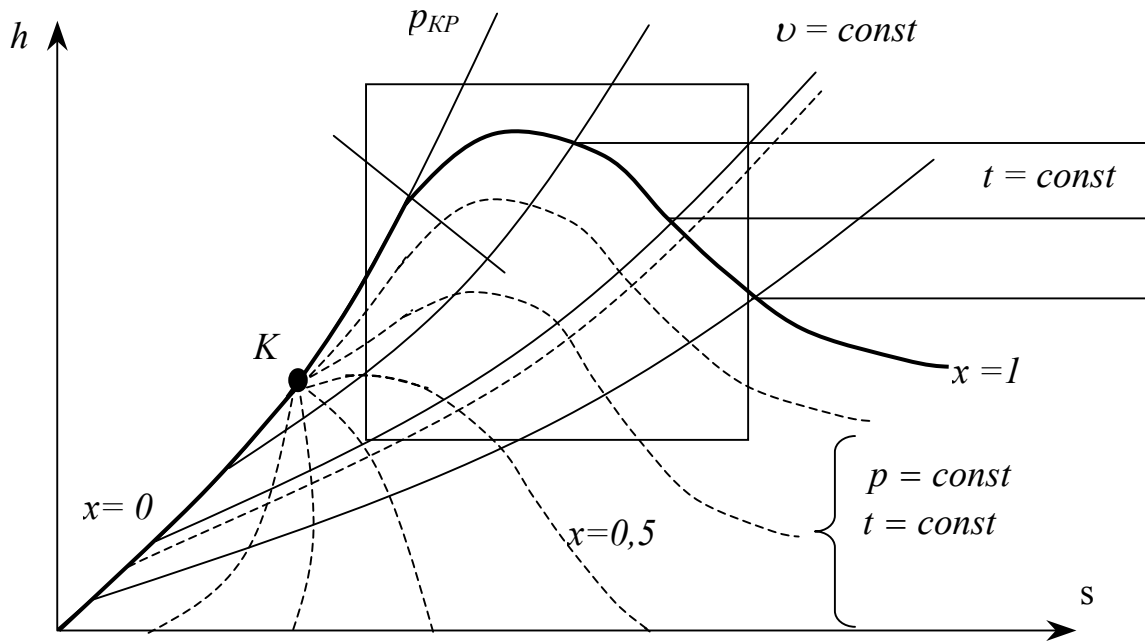


Рис. 1.30 Діаграма водяної пари в координатах $h - s$

Ізотерми (лінії $t = const$) в області вологої насиченої пари збігаються з ізобарами (лінії $p = const$) і зображуються прямими лініями з кутовим коефіцієнтом, який дорівнює T_s . Після верхньої граничної кривої, ізобари продовжуються в тому ж напрямку догори у вигляді ледь зігнутих логарифмічних кривих, а ізотерми в ділянці невеликих тисків плавно наближується до горизонталі, а великих тисків – у вигляді різко виражених криволінійних відрізків.

Лінії $v = const$ – логарифмічні криві, що йдуть більш круто, ніж ізобари і зазвичай зображуються на діаграмах у вигляді червоних ліній або пунктиру.

Лінії постійної питомої ентальпії $h = const$ і питомої ентропії $s = const$ зображуються у вигляді горизонтальних і вертикальних ліній координатної сітки відповідно.

Лінії постійної ступіні сухості $x = const$ зображуються у вигляді криволінійних відрізків, спрямованих ліворуч ($0 < x < 0,5$) і праворуч ($0,5 < x < 1$) від критичної точки K . Лінія граничної кривої складається з двох участків $x = 0$ та $x = 1$.

Термодинамічні процеси зміни стану водяної пари. Аналіз термодинамічних процесів водяної пари виконують аналогічно аналізу термодинамічних процесів ідеальних газів, але розрахунки процесів водяної пари виконують за допомогою таблиць або діаграм (частіше за все $h - s$).

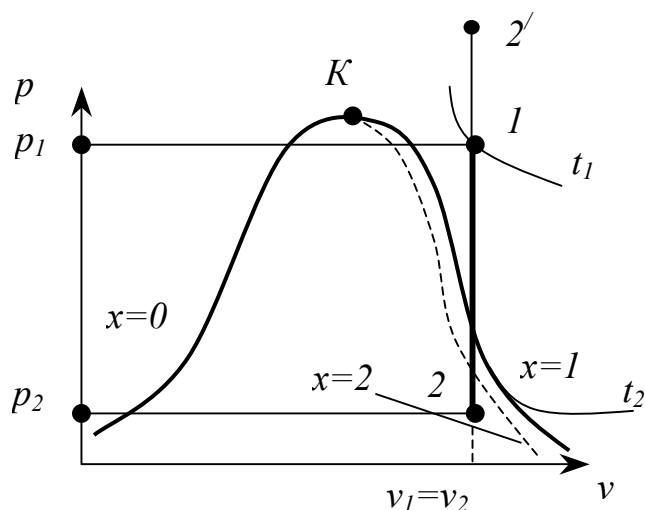


Рис. 1.31. Зображення ізохорного процесу водяної пари в координатах $p-v$

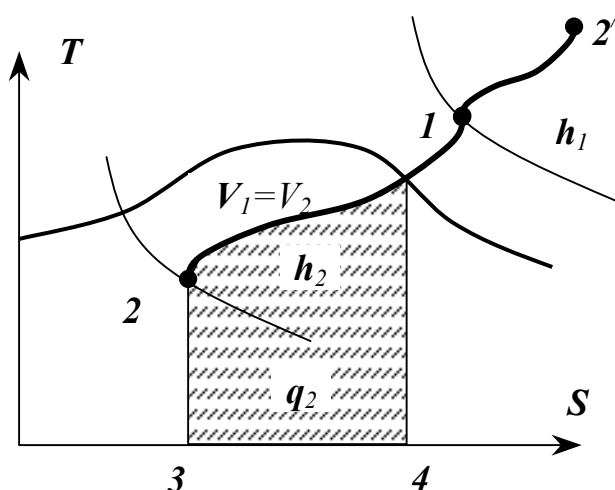


Рис. 1.32. Зображення ізохорного процесу водяної пари в координатах $T-s$

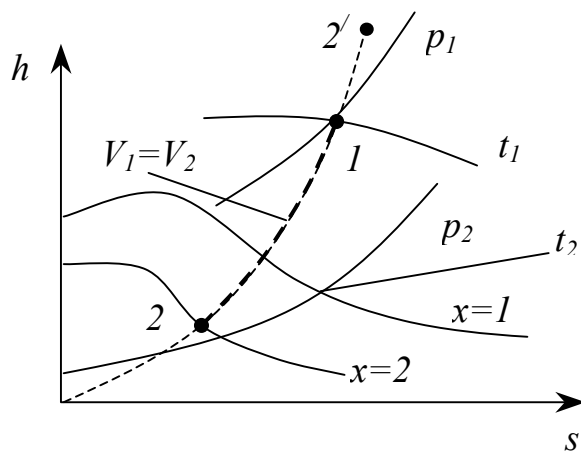


Рис. 1.33. Зображення ізохорного процесу водяної пари в координатах $h-s$

Нижче розглянуто деякі особливості основних термодинамічних процесів водяної пари.

Ізохорний процес.

Умова здійснення ізохорного процесу – постійність питомого об'єму, тобто $v = const$. Зображення ізохорного процесу залежить від системи координат.

Так, в координатах $p-v$ (рис.1.31) ізохорний процес має вигляд прямої перпендикулярної осі абсцис, спрямованої дотри догори в разі підведення (лінія 1–2') та до низу в разі відведення теплоти (лінія 1-2).

Треба зазначити, якщо початковий питомий об'єм вологої насиченої пари більший за питомий об'єм вологої насиченої пари в критичній точці, то в разі підведення теплоти в ізохорному процесі волога насичена пара переходить у стан сухої насиченої пари, а далі – перегрітої пари (точка 2'). Якщо питомий об'єм вологої насиченої пари менший за питомий об'єм вологої насиченої пари в критичній точці, то в разі підведення теплоти в ізохорному процесі волога насичена пара ще більше зволожується, тобто ступінь сухості зменшується (точка 2) і далі вона по-

вністю перетворюється у воду, температура якої підвищується до температури кипіння (на лінії $x=0$).

У координатах $T-s$ ізохори мають вигляд ламаної кривої (рис.1.32). У разі відведення теплоти ізохори мають напрямок ліворуч до низу (лінія $1-2$) та догори праворуч під час підведення теплоти (лінія $1-2'$).

Найбільш популярною для інженерних розрахунків є діаграма у координатах $h-s$. Ізохорний процес у ній зображено штриховою або червоною лінією, яка проходить більш круто ніж ізобара (лінія $2-1-2'$). Якщо процес проходить в області перегрітої пари, то під час підведення теплоти пара ще більше перегрівається до кінцевих параметрів t_2, p_2 (точка $2'$). Якщо процес проходить в області вологої насиченої пари, то під час відведення теплоти пара ще більше зволожується до кінцевих параметрів p_2, x_2 (точка 2). Незалежно від координат, в яких знаходимо параметри водяної пари, для ізохорного процесу використовують наступні формули.

Структурну схему ізохорного процесу представлено на рис.1.34.

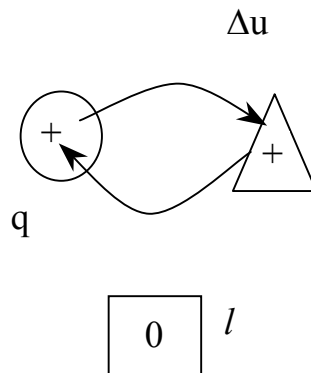


Рис. 1.34. Структурна схема ізохорного процесу

Питома робота в ізохорному процесі дорівнює нулю:

$$l_V = \int_1^2 p \cdot dv = 0 \quad (1.200)$$

Отже, для визначення питомої роботи розширення:

$$l = 0. \quad (1.201)$$

Кількість теплоти буде дорівнювати зміні внутрішньої енергії

$$q_V = \Delta u + l_V = \Delta u = u_2 - u_1, \quad (1.202)$$

або
$$q = h_2 - h_1 - v \cdot (p_2 - p_1), \quad (1.203)$$

тоді питома кількість теплоти:

$$q_V = (h_2 - p_2 \cdot v) - (h_1 - p_1 \cdot v), \quad (1.204)$$

а повна кількість теплоти:

$$Q = m \cdot q_V. \quad (1.205)$$

внутрішня енергія обчислюється за формулою:

$$u = h - p \cdot v, \quad (1.206)$$

для зміни питомої внутрішньої енергії:

$$\Delta u = h_2 - h_1 - (p_2 \cdot v - p_1 \cdot v), \quad (1.207)$$

або

$$\Delta u = (h_2 - p_2 \cdot v) - (h_1 - p_1 \cdot v). \quad (1.208)$$

Ізобарний процес. Умова здійснення ізобарного процесу – постійність абсолютного тиску, тобто $p = const$. Зображення ізобарного процесу залежить від системи координат.

У координатах $p-v$ (рис. 1.35) ізобарний процес має вигляд прямої перпендикулярної осі ординат, спрямованої праворуч у разі підведення

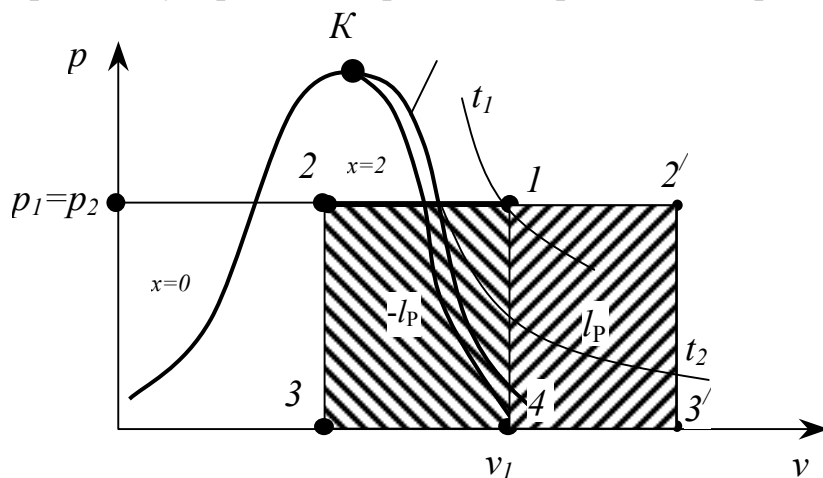


Рис. 1.35. Зображення ізобарного процесу в координатах $p - v$

(лінія $1-2'$) та ліворуч у разі відведення теплоти (лінія $1-2$).

Площина $1-2-3-4$ еквівалентна питомій роботі стиснення ($-l_p$), а площина $1-2'-3'-4$ еквівалентна питомій роботі розширення ($+l_p$).

У координатах $T-s$ ізобара має напрям ліворуч у разі відведення теплоти (лінія $1-2$), та догори праворуч у разі підведення теплоти (лінія $1-2'$). У ділянці вологої насиченої пари ізобара співпадає з ізотермою та зображується прямою, перпендикулярною осі температури T , а в ділянці перегрітої пари ізобара має вигляд кривої з опуклістю донизу.

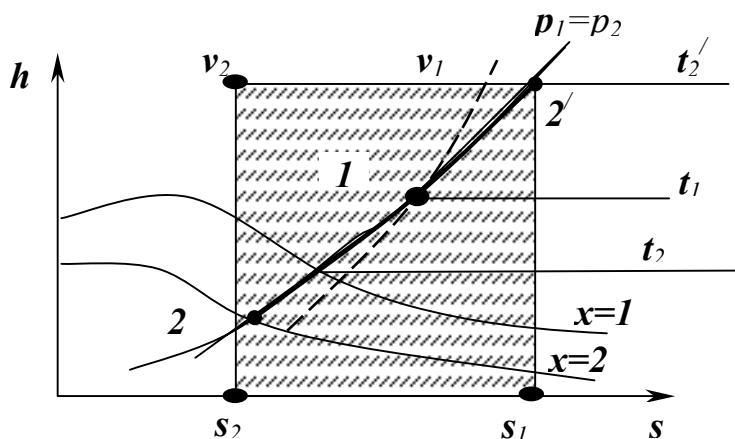


Рис. 1.36. Зображення ізобарного процесу в координатах $h - s$

Площина, яка обмежена кривою процесу, адіабатами та оссю ентропії еквівалентна кількості підведеної або відведеної в процесі теплоти.

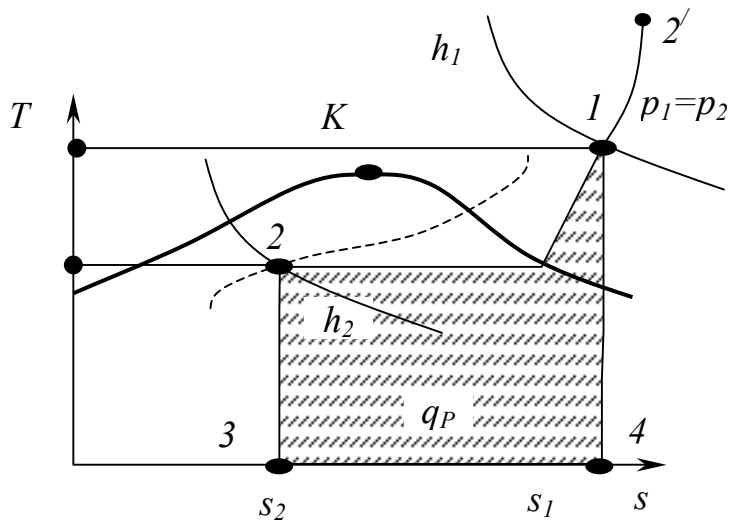


Рис. 1.37. Зображення ізобарного процесу в координатах $T-s$

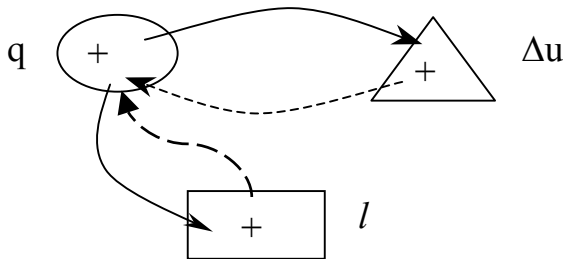


Рис. 1.38. Структурна схема ізобарного процесу

Не дивлячись на простоту та наглядність зображення ізобарного процесу в координатах $p-v$ та $T-s$, для інженерних розрахунків найбільш зручною та популярною є діаграма $h-s$ (рис. 1.33).

Ізобарний процес у ній зображується лінією, яка проходить не так круто, ніж ізохора (лінія $2-1-2'$), а в ділянці вологій насиченої пари ізобара співпадає з ізотермою. Структурну схему ізобарного процесу представлено на рис. 1.35. Незалежно від координат, за допомогою яких знаходимо параметри, для ізобарного процесу використовують такі формули.

Робота в ізобарному процесі:

$$l_p = \int_1^2 p \cdot dv = p \cdot \int_{v_1}^{v_2} dv \quad (1.209)$$

питома робота обчислюється за формулою:

$$l_p = p \cdot (v_2 - v_1) \quad (1.210)$$

а загальна робота:

$$L = m \cdot l_p \quad (1.211)$$

Зміна питомої внутрішньої енергії в ізобарному процесі водяної пари:

$$\Delta u = h_2 - h_1 - (p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1) \text{ або } \Delta u = h_2 - h_1 - p(v_2 - v_1) \quad (1.212)$$

Питома кількість теплоти в ізобарному процесі водяної пари:

$$q_p = \Delta h - \int_1^2 v \cdot dp, \quad (1.213)$$

враховуючи, що

$$dp = 0,$$

$$q_p = h_2 - h_1. \quad (1.214)$$

Кількість теплоти для довільної маси водяної пари:

$$Q_p = m \cdot q_p. \quad (1.215)$$

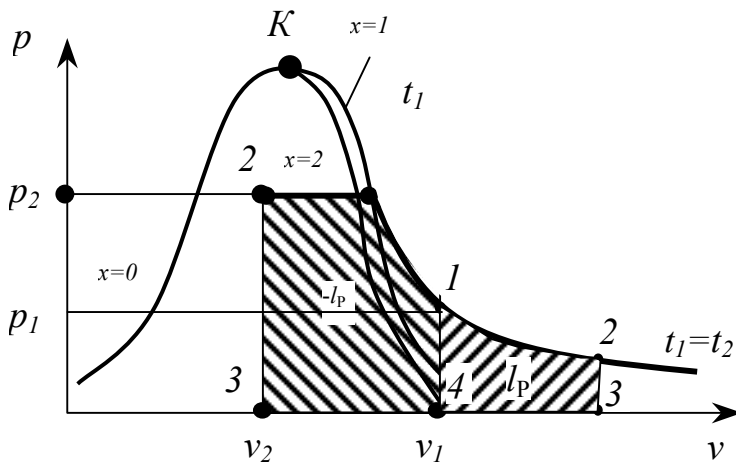


Рис. 1.39. Зображення ізотермічного процесу в координатах $p - v$

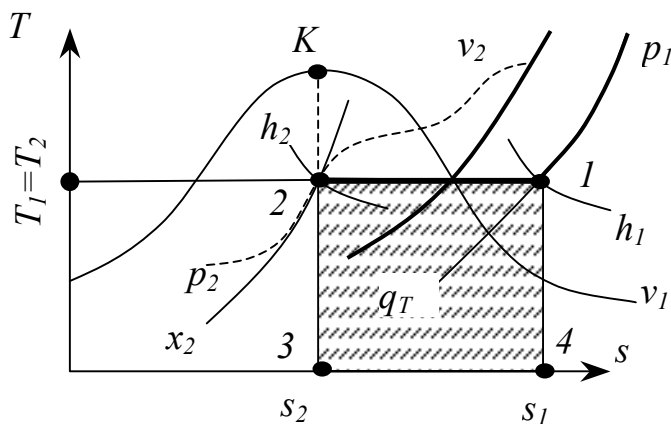


Рис. 1.40. Зображення ізотермічного процесу в координатах $T - s$

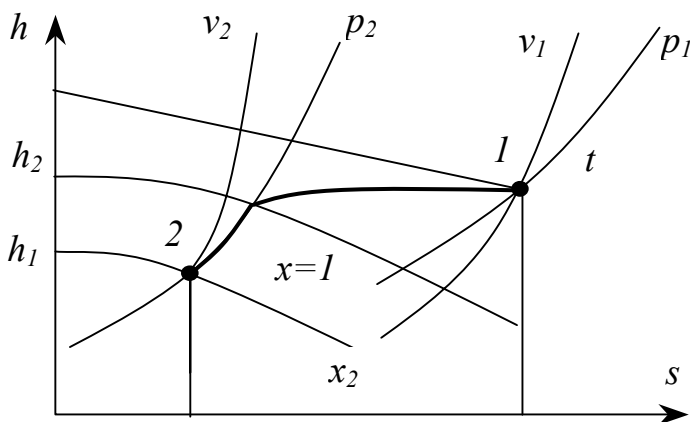


Рис. 1.41. Зображення ізотермічного процесу в координатах $h - s$

Ізотермічний процес.

Умовою протікання ізотермічного процесу є сталість температури $T = const$. Зображення ізотермічного процесу залежить від координат.

У координатах $p - v$ ізотермічний процес має вигляд прямої перпендикулярної осі ординат у ділянці вологої насиченої пари (тобто співпадає з ізобарою) та кривої, спрямованої праворуч донизу в ділянці перегрітої пари (рис. 1.39).

Площина обмежена кривою процесу, ізохорами та віссю абсцис являє собою питому роботу стиснення (в разі відведення теплоти) та розширення (в разі підведення теплоти).

У координатах $T - s$ ізотерма проходить перпендикулярно осі ординат (рис. 1.40).

Площина $1-2 - s_2 - s_1$ дорівнює кількості теплоти в процесі (q_T). Як бачимо з рис. 1.40, за ізотермічного перегрівання пари її тиск зменшується від p_2 до p_1 . Це не дозволяє з практичних міркувань (значне зниження тиску) здійснювати ізотермічне підведення теплоти в циклах паро-

силових установок, що працюють на перегрітій парі.

Зображення ізотермічного процесу в координатах $h - s$ показано на рис.1.41. Як вже зазначалося раніше в ділянці вологої насиченої пари лінія ізотерми співпадає з ізобарою, а в ділянці перегрітої пари наближується до горизонталі, в зв'язку з цим ентальпія перегрітої пари у разі розширення збільшується в незначній мірі в ділянці невисоких тисків і більш значно в ділянці високих тисків.

Структурну схему ізотермічного процесу наведено на рис. 1.42.

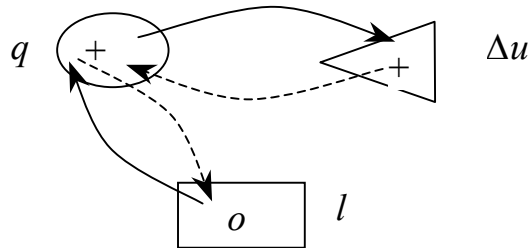


Рис.1.42. Структурна схема ізотермічного процесу

Незалежно від координат, в яких знаходимо параметри, розрахункові формули мають однаковий вигляд.

Кількість питомої теплоти в ізотермічному процесі:

$$q_T = \int_1^2 T \cdot ds = T \cdot \int_{s_1}^{s_2} ds, \quad (1.216)$$

тоді для одного кілограма водяної пари:

$$q_T = T \cdot (s_2 - s_1), \quad (1.217)$$

а для довільної кількості водяної пари:

$$Q_T = m \cdot q_T. \quad (1.218)$$

Питома робота в ізотермічному процесі, на відміну від ідеального газу, для водяної пари не дорівнює кількості підведеної теплоти, а менша на ΔU :

$$l_T = q_T - \Delta u, \quad (1.219)$$

тоді для одного кілограма водяної пари:

$$l_T = T \cdot (s_2 - s_1) - [(h_2 - p_2 \cdot v_2) - (h_1 - p_1 \cdot v_1)] \quad (1.220)$$

для довільної кількості водяної пари:

$$L_T = m \cdot l_T. \quad (1.221)$$

Зміна питомої внутрішньої енергії:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (h_2 - p_2 \cdot v_2) - (h_1 - p_1 \cdot v_1). \quad (1.222)$$

Адіабатний процес. Умовою реалізації адіабатного процесу є відсутність теплообміну з навколишнім середовищем, тобто $dq = 0$. В адіабатному процесі відсутня зміна ентропії, тому адіабатний процес інакше називають ще й **ізоентропійним**. Умовою протікання рівноважного ізоентропійного процесу є сталість ентропії – $s = const$.

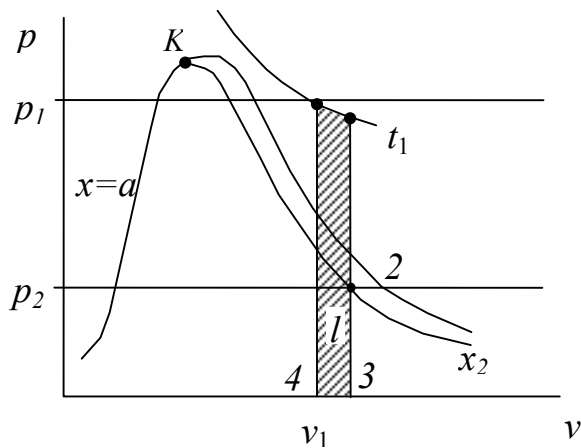


Рис. 1.43. Зображення адіабатного процесу в координатах $p-v$

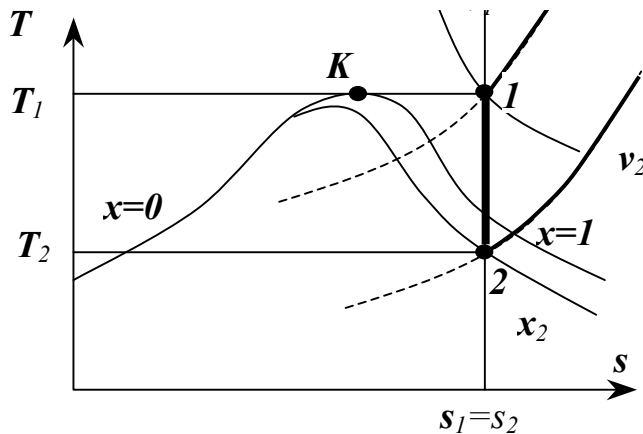


Рис. 1.44. Зображення адіабатного процесу в координатах $T-s$

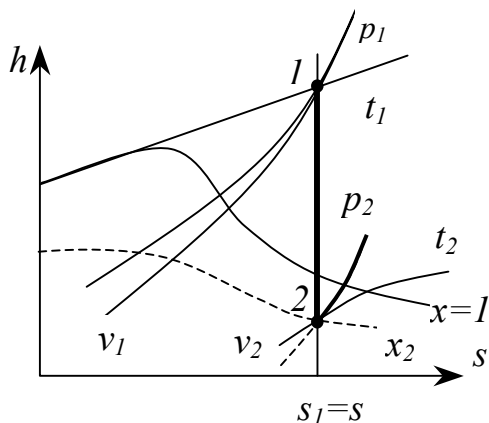


Рис.1.45. Зображення адіабатного процесу в координатах h

Адіабатний процес є основним процесом теплоенергетичних циклів. Зокрема всі без винятку парові турбіни теплових, атомних, геоло-, геотермальних та інших паротурбінних електростанцій реалізують процес адіабатного розширення водяної пари.

Зображення адіабатного процесу залежить від системи координат. Так в координатах $p-v$ (рис.1.43) адіабатний процес має вигляд кривої, спрямованої праворуч донизу в ділянці перегрітої пари.

У разі адіабатного розширення рідини тиск зменшується і вона перетворюється у вологу насичену пару, а в разі адіабатного розширення перегрітої пари падіння тиску призводить до зменшення ступеня перегріву і вона перетворюється в суху насичену пару, в разі подальшого адіабатного розширення вона перетворюється у вологу насичену пару.

У координатах $T-s$ (рис.1.44) процес адіабатного розширення перегрітої водяної пари має вигляд вертикальної прямої, яка проходить перпендикулярно осі абсцис, тобто температура в разі адіабатного розширення знижується. При цьому перегріта пара є сухою насиченою, а далі вологою насиченою.

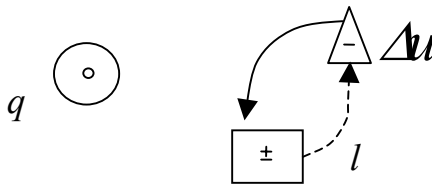


Рис. 1.46. Структурна схема адиабатного процесу

Лінія сталого ступеня сухості $x=0,5$ в $T-s$ діаграмі має майже вертикальний напрям і поділяє область вологої насиченої пари на дві частини: в лівій частині за ступеня сухості $x < 0,5$ та адиабатного розширення вологої насиченої пари паровміст збільшується, а в правій частині за $x > 0,5$ – зменшується.

Найбільш просто й точно інженерні розрахунки процесу адиабатного розширення водяної пари, або стиснення (наприклад, у турбінах) виконують за допомогою $h-s$ діаграми. У координатах $h-s$ (рис.1.45) адиабата проходить перпендикулярно осі абсцис, тобто є ізоентропою.

Незалежно від діаграми або таблиць, за допомогою яких знаходимо параметри водяної пари, розрахункові формули мають однаковий вигляд.

Для адиабатного процесу питома кількість теплоти в адиабатному процесі не змінюється:

$$dq = 0, \quad (1.223)$$

$$\text{або} \quad q_{1-2} = 0. \quad (1.224)$$

Зміна питомої внутрішньої енергії в адиабатному процесі водяної пари:

$$\Delta u = h_2 - h_1 - (p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1). \quad (1.225)$$

Питома робота розширення в адиабатному процесі для водяної пари здійснюється за рахунок зміни питомої внутрішньої енергії (Δu):

$$l_s = -\Delta u = u_1 - u_2 = (h_1 - p_1 v_1) - (h_2 - p_2 v_2). \quad (1.226)$$

Адиабатний процес зміни стану водяної пари може бути приблизно описаний емпіричним рівнянням:

$$p v^k = const, \quad (1.227)$$

за формою це рівняння не відрізняється від аналогічного рівняння для ідеального газу. Але для ідеального газу показник адиабати має значення і залежить тільки від виду газу, а для водяної пари він змінюється і його можна обчислити за формулою:

$$k = 1,035 + 0,1x. \quad (1.228)$$

Тоді для сухої насиченої пари ($x=1$) показник адиабати буде $k=1,135$. Для перегрітої пари експериментальним шляхом встановлено значення показника адиабати $k=1,3$.

З урахування вищевикладеного, для одного кілограма водяної пари питома робота в адиабатному процесі може бути обчислена за формулою:

$$l_s = -\frac{p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1}{k-1}, \quad (1.229)$$

а для довільної кількості водяної пари:

$$L_s = m l_s. \quad (1.230)$$

Процес дроселювання водяної пари. Дроселюванням називається термодинамічний процес не рівноважного розширення газу, пари або рідини, який виконується без віддачі роботи в навколишнє середовище. Цей процес має місце, коли під час руху газу на шляху потоку зустрічаються різного роду перепони, які зменшують прохідний переріз (задвижки, вентилі, діафрагми), при цьому відбувається розширення газу та зменшення його тиску. Якщо не зважати на зміну кінетичної енергії потоку до і після дросельного пристрою, то умовою протікання цього процесу можна вважати сталість питомої ентальпії ($h=const$), тобто про дроселювання водяної пари з достатньою для технічних розрахунків точністю можна сказати, що це – **ізоентальпійний процес**. Дроселювання водяної пари використовують на електростанціях для виходу із зони вологої насиченої пари в зону перегрітої пари між частинами турбіни, крім того дроселювання використовують для реалізації ефекту Джоуля-Томсона (1852 рік). Характер зміни температури в процесі дроселювання визначається початковою температурою газу. За визначеної температури, яка називається **температурою інверсії**, температура реального газу в процесі дроселювання залишається сталою. Якщо температура реального газу перед дроселюванням менша від температури інверсії, то під час дроселювання газ охолоджуватиметься. За початкової температури, яка перевищує точку інверсії, реальний газ у процесі дроселювання нагріватиметься. Температура інверсії залежить від тиску. Для кожного значення тиску є дві температури інверсії, які розташовані відповідно в області перегрітої пари та в області рідини відповідно. Температура інверсії усіх реальних газів за виключенням водню та гелію вища 0°C , тому дроселювання майже всіх реальних газів призводить до зниження температури. У ділянці високих тисків у процесі дроселювання температура перегрітої пари значно знижується –

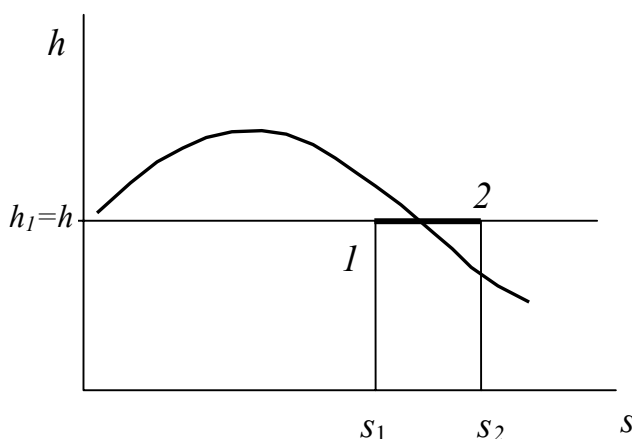


Рис. 1.47. Процес дроселювання в координатах $h-s$

це охолоджувальний ефект Джоуля-Томсона. Це явище широко використовують у холодильних машинах (в якості дроселя в них використовують терморегулювальний вентиль *ТРВ*, або капілярну трубку).

У координатах $p-v$ і $T-s$ лінії, які зображують процес дроселювання мають гіперболічний характер і використовуються дуже рідко. Зазвичай процес дроселювання розглядають у координатах $h-s$ (рис.1.47).

Процес дроселювання водяної пари в координатах $h-s$ зображують найбільш просто і наочно – у ви-

гляді горизонтальної прямої [2]. У ділянці низьких тисків (праворуч від верхньої граничної кривої) лінія 1-2 на підставі рівності ентальпій ($h=const$) паралельно осі абсцис і майже співпадає з ізотермою. При цьому масова частка сухої насиченої пари у вологій насиченій парі збільшується, так що пара може стати сухою і навіть перегрітою парою. Початкові та кінцеві параметри водяної пари (p, T, v, h, s, x) під час дроселювання легко можна знайти за допомогою $h-s$ діаграми. Питому внутрішню енергію перегрітої пари визначають за формулою:

$$u = \frac{pv}{(k-1)}, \quad (1.231)$$

1.2.9. Вологе повітря

У багатьох технологічних процесах, а також у техніці та в побуті, наприклад у процесі сушіння або зволоження матеріалу, під час опалення та вентиляції приміщень, пневматичного приводу механізму, в спорудах захищеного ґрунту як робоче тіло використовують атмосферне повітря. Зазвичай атмосферне повітря містить деяку кількість вологи у вигляді водяної пари. Під час розрахунку термодинамічних процесів в указаних випадках необхідно знати властивості і параметри повітря.

Насичене вологе повітря – це суміш сухого повітря і сухої насиченої водяної або перегрітої водяної пари. Таким чином, насичене повітря містить максимально можливу кількість вологи за відповідних параметрів. Оскільки водяна пара в повітрі знаходиться в розрідженому стані, її параметри обчислюються за законом ідеальних газів і для неї можливо застосовувати усі закони ідеальних газів.

Відповідно до закону Дальтона для вологого повітря тиск складається з парціального тиску сухого повітря та парціального тиску водяної пари.

$$P_{атм} = P_B + P_{П}. \quad (1.232)$$

Стан водяної пари у вологому повітрі визначається її парціальним тиском.

Вологість повітря характеризується кількістю водяної пари, яка міститься в ньому. При цьому розрізняють *абсолютну* та *відносну вологість* повітря.

Абсолютна вологість – це маса водяної пари, яка міститься в 1 м^3 вологого повітря. Абсолютна вологість чисельно дорівнює щільності пари за його парціального тиску і температури вологого повітря.

$$\rho_n = \frac{m_n}{V_{вл.п}} = \frac{m_n}{V_n}, \quad (1.233)$$

де ρ_n – щільність пари, кг/м^3 ;

m_n – маса водяної пари, кг;
 $V_{вл.п}$ – об'єм вологого повітря, м³;
 V_n – об'єм водяної пари, м³.

Відносна вологість – це відношення маси водяної пари в 1 м³ вологого повітря до максимальної маси водяної пари, яка може міститися в 1 м³ вологого насиченого повітря за даних температури і тиску:

$$\varphi = \frac{m_{п}}{m_{н}} \cdot 100 = \frac{\rho_n}{\rho_n} \cdot 100\%, \quad (1.234)$$

де φ – відносна вологість, %;

$m_{н}$ – максимальна маса водяної пари, яка може міститися в 1 м³ вологого насиченого повітря за даних температури і тиску, кг;

ρ_n – щільність за параметрів насичення, кг/м³.

Відносна вологість визначається за допомогою гігрометрів (з використанням волосся) і психрометрів (з використанням сухого та вологого термометрів).

У разі охолодження вологого повітря відносна вологість його буде збільшуватися.

Температура t_p , за якої відносна вологість дорівнюватиме 100%, називається **температурою крапки роси**. **Вологовміст** – це маса водяної пари, що міститься у вологому повітрі, віднесена до одиниці маси сухого повітря:

$$x = \frac{m_n}{m_{с.п.}}, \quad (1.235)$$

де x – вологовміст, кг/кг;

$m_{с.п.}$ – маса сухого повітря, кг.

Під час інженерних [3] розрахунків більш зручно підраховувати вологовміст, як відношення маси водяної пари, виміряної в грамах до маси сухого повітря, виміряної в кілограмах. У такому разі вологовміст позначається d і підраховується за формулою:

$$d = \frac{m_n}{m_{с.п.}}, \text{ г/кг.} \quad (1.236)$$

Вологовміст однозначно визначається парціальним тиском водяної пари, що входить до складу вологого повітря і навпаки:

$$d = 622 \cdot \frac{p_n}{p_{с.п.}} = 622 \cdot \frac{p_n}{p_{атм} - p_n}, \quad (1.237)$$

$$p_{п} = \frac{d \cdot p_{атм}}{622 + d}, \quad (1.238)$$

$$p_{нов} = \frac{622 \cdot p_{атм}}{622 + d}, \quad (1.239)$$

Ентальпія вологого повітря h_B – це сума ентальпій абсолютного сухого повітря і водяної пари, що входить до складу вологого повітря

$$h_{в.н.} = h_{с.н.} + h_n \cdot d = c_{pс.н.} t + h_n \cdot d, \quad (1.240)$$

За температур та тисків, що використовують у сушильних установках, питому теплоємність повітря можна приблизно вважати рівною одиниці, а питому ентальпію перегрітої водяної пари, h_n за питомої теплоті пароутворення 2500 кДж/кг та питомої теплоємності 1,96 кДж/кг можна обчислити за формулою:

$$h_n = (r + c_{pn}t) = (2500 + 1,96 \cdot t), \quad (1.241)$$

тоді питома ентальпія вологого повітря $h_{в.н.}$ буде

$$h_{в.н.} = t + (2500 + 1,96 \cdot t) \cdot d, \text{ кДж/кг} \quad (1.242)$$

У технічних розрахунках [4] для визначення параметрів і деяких інших характеристик вологого повітря, а також для розрахунку процесів у вологому повітрі використовується запропонована в 1918 році Л. К. Рамзіним $H-d$ – діаграма вологого повітря (рис.1.48).

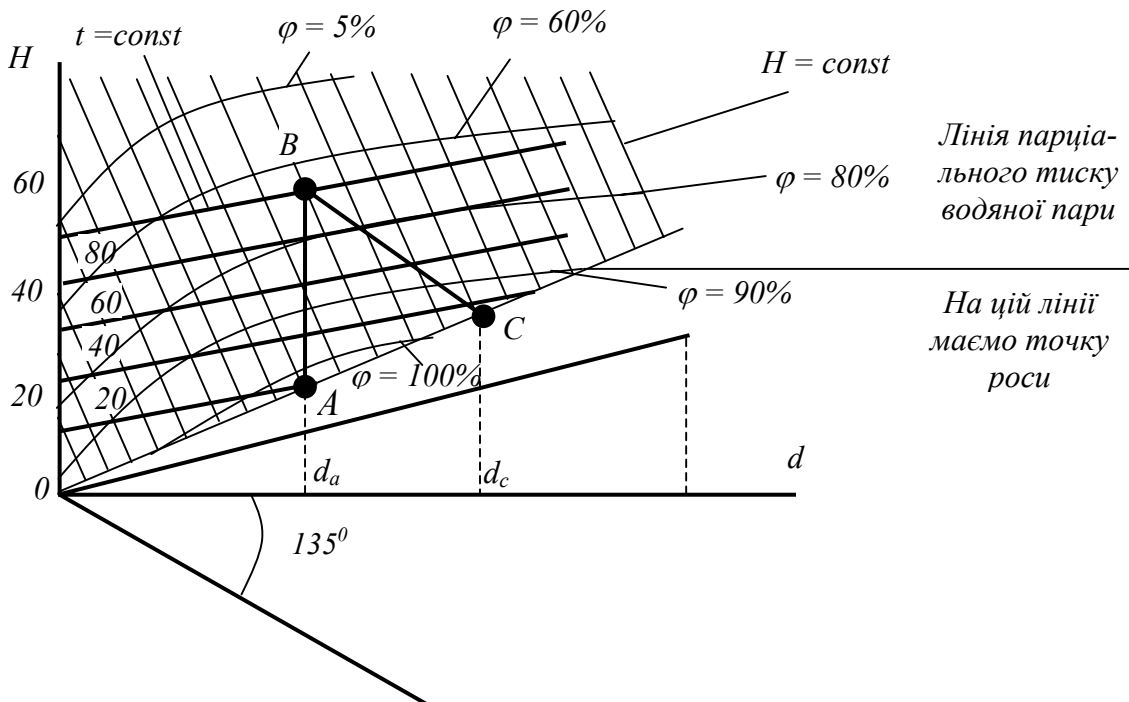


Рис. 1.48. $H-d$ – діаграма вологого повітря Л.К. Рамзіна

На діаграмі вологого повітря для зручності вісь абсцис розташована під кутом 135° до осі ординат, тому лінії $H = const$ розташовані під кутом 45° за годинниковою стрілкою. За допомогою діаграми можна знайти вологовміст d , питому ентальпію h , відносну вологість повітря φ , температуру адиабатного насичення повітря (вологого термометра) t_m , температуру сухого повітря t_c та парціальний тиск водяної пари P_n .

Під час нагрівання повітря його вологовміст не змінюється, а ентальпія зростає. Тобто процес нагрівання зображується вертикальною прямою AB (рис.1.48).

Процес охолодження повітря виконується також за постійного вологовмісту, але ентальпія зменшується – лінія BC (рис.1.48), відносна вологість при цьому зростає. При перетинанні прямої BA з кривою $\varphi=100\%$ отримуємо температуру точки роси t_p . Подальше охолодження повітря нижче точки роси призводить до конденсації частини водяної пари (тобто до підсушування вологого повітря). Кількість із конденсованої пари визначають як різницю вологовмістів за температур початку та закінчення конденсації.

У процесі сушіння матеріалу повітря зволожується, якщо при цьому теплота, що витрачається на випаровування вологи береться з повітря, то цей процес приблизно можна вважати ізоентропійним – лінія BC .

Розрахунок маси сухого повітря, необхідного для випаровування 1 кг вологи, здійснюється за формулою:

$$m_{c.n.} = \frac{1000}{(d_3 - d_2)}, \quad (1.243)$$

а питома кількість теплоти, необхідна для випаровування одного кілограма, може бути знайдена за формулою:

$$q = m_{c.n.} \cdot (H_2 - H_1). \quad (1.244)$$

1.2.10. Термодинамічні основи аналізу течії газів і пари в соплах і дифузорах

У багатьох галузях інженерної діяльності широко використовують машини і апарати, в яких робоче тіло знаходиться в неперервному русі, тобто у потоці [4]. При цьому течію розглядають як рівноважний оборотний процес. Речовина елементарного об'єму, потоку знаходиться в термодинамічній рівновазі, що дозволяє застосовувати до неї рівняння стану.

Тобто для термодинамічного аналізу потоку приймають такі допущення: зміну швидкості газу вздовж перетину каналу замінюють середнім значенням:

$$w = \frac{m \cdot V}{f} = \frac{m}{\rho \cdot f}, \quad (1.245)$$

де w – середня швидкість газу, м/с;

m – масова витрата газу, кг/с;

V – об'єм газу, м³;

f – площа перетину каналу, м²;

ρ – щільність газу, кг/м³.

Стаціонарність потоку відобразимо сталістю масової витрати $m=const$, що відображує умову нерозривності потоку.

На потік з метою зміни його термодинамічних параметрів (p, T, v, u, h, s), а також швидкості (w) можна здійснювати наступні впливи: підведення теплоти (в парогенераторах), підведення механічної енергії (в тур-

бокомпресорах), підведення додаткової маси робочого тіла (в реактивних двигунах) та вплив форми каналу змінного профілю (в соплах парових та газових турбін).

У зв'язку із специфікою сільськогосподарського виробництва та переробки сільськогосподарської продукції в цьому посібнику в основному будемо розглядати вплив профілю каналу на потік робочого тіла.

Під час аналізу потоку використовують основні термодинамічні параметри p, T, v, h, u, s , крім того додатково розглядають швидкість потоку, яку в термодинаміці позначають w , або c .

Для визначення стану газу в потоці використовують характеристичне рівняння стану (для ідеального газу чи пари):

$$p \cdot v = R \cdot T, \quad (1.246)$$

рівняння нерозривності (рівняння збереження маси):

$$m \cdot v = f \cdot w, \quad (1.247)$$

де m – масова витрата робочого тіла, кг/с;

v – питомий об'єм робочого тіла в цьому перетині, м³/кг;

f – площа перетину потоку, м²;

w – швидкість потоку робочого тіла, м/с

та рівняння збереження енергії (перший закон термодинаміки для потоку):

$$dq = du + d(pv) + d\left(\frac{w^2}{2}\right) = dh + d\left(\frac{w^2}{2}\right). \quad (1.248)$$

Одним із варіантів запису першого закону для потоку робочого тіла є рівняння Бернуллі (при $dq = 0$; $dl = 0$):

$$v \cdot dp + d\left(\frac{w^2}{2}\right) = 0, \quad (1.249)$$

або

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2}. \quad (1.250)$$

Це рівняння має назву основного рівняння течії пружної рідини, воно встановлює зв'язок між зміною питомої кінетичної енергії та питомої ентальпії потоку (питому ентальпію у цьому випадку можна розглядати як питому потенційну енергію потоку).

Якщо визначити логорифм, а потім продиференціювати рівняння (1.247) – рівняння нерозривності за умови сталості маси робочого тіла, то отримаємо рівняння, яке встановлює зв'язок між ступенем зміни перетину каналу, ступенем зміни питомого об'єму та швидкості потоку:

$$\frac{df}{f} = \frac{dv}{v} - \frac{dw}{w}. \quad (1.251)$$

Якщо проаналізувати це рівняння, то можна дійти висновку:

1. Для прискорення дозвукового потоку канал звужують:

(конфузор $\frac{df}{f} < 0$).

2. Для уповільнення дозвукового потоку канал розширюють:

(дифузор $\frac{df}{f} > 0$).

3. Для прискорення понадзвукового потоку канал розширюють.

4. Для уповільнення понадзвукового потоку канал звужують.

5. Якщо $\frac{df}{f} = 0$, канал має постійний перетин, цей випадок характе-

ризує течію **крапельної нестисненої** рідини, для якої $dv = 0$.

Витікання газів і пари. Витіканням називають прискорений рух робочого тіла відносно короткими каналами (соплам-конфузорам) із зниженням тиску в них. Витікання, коли швидкість зменшується, а тиск збільшується, здійснюють за допомогою дифузорів. Умовами витікання зазвичай є відсутність теплообміну (адіабатний процес) та нерухомість самих каналів (робота дорівнює нулю). Тобто за **адіабатного витікання** зміна питомої ентальпії йде на зміну питомої кінетичної енергії потоку.

У задачу термодинамічного аналізу витікання газів входить визначення швидкості w та масової витрати m газу на виході із сопла, а також площі f перетину вихідного отвору і форми профілю сопла.

Швидкість адіабатного витікання можна знайти з рівняння (1.250), розв'язуючи щодо w_2 , отримаємо:

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + 2(h_1 - h_2)}. \quad (1.252)$$

Якщо питому ентальпію виразити в Дж/кг, то швидкість буде вимірюватися в метрах за секунду. Різницю $h_1 - h_2$ позначають h_0 та називають **питомим ексергетичним теплоперепадом**.

Якщо знехтувати початковою швидкістю w_1 , тоді:

$$w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)}. \quad (1.253)$$

Якщо ентальпія вимірюється в кДж/кг, то формула приймає вигляд:

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot 1000(h_1 - h_2)} = 44,7\sqrt{(h_1 - h_2)}, \quad (1.254)$$

або
$$w_2 = \sqrt{2c_p(T_1 - T_2)}, \quad (1.255)$$

з урахування рівняння Клайперона отримаємо:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2c_p}{R}(p_1v_1 - p_2v_2)}. \quad (1.256)$$

З рівняння Майєра виразимо R через показник адіабати k , тоді:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1}(p_1v_1 - p_2v_2)} = \sqrt{\frac{2k}{k-1}p_1v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (1.257)$$

де $k = \frac{c_p}{c_v}$ – показник адіабати.

Аналіз рівняння використовують для адіабатного витікання ідеального газу, при цьому невідомі параметри можна визначити з рівняння адіабати:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \quad (1.258)$$

Масова витрата робочого тіла під час витікання із сопла визначається з урахуванням рівняння та рівняння нерозривності:

$$m = f \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1.259)$$

Аналіз цього рівняння показує, що для заданого газу в заданому початковому стані масова витрата залежить тільки від відношення p_2/p_1 , яке позначають β .

Для наближених розрахунків ці формули можна використовувати також і для водяної пари, до того ж показник адіабати для перегрітої пари 1.3, а для вологої насиченої пари підраховують за формулою (1.228). Зміну ентальпії для водяної пари зручно знаходити за допомогою $h-s$ діаграми.

Критичне відношення тисків. Відношення тисків у формулі (1.257) на виході p_2 і вході p_1 позначають грецькою літерою β ($p_2/p_1 = \beta$). У разі зміни β від 1 до 0 швидкість потоку приймає послідовний ряд значень від 0 до w_{max} . За досягнення критичного значення відношення тисків ($\beta = \beta_{кр.}$), швидкість сягає значення місцевої швидкості звуку, або критичної швидкості, параметри потоку при цьому позначають індексом кр. ($p_{кр.}$, $T_{кр.}$, $v_{кр.}$, $u_{кр.}$, $h_{кр.}$, $s_{кр.}$).

Дослідження цієї формули на максимум показує, що найбільша масова витрата матиме місце, якщо:

$$\beta_{кр.} = \frac{p_{2кр.}}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (1.260)$$

тоді критична швидкість:

$$w_{кр.} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot p_1 \cdot v_1}. \quad (1.261)$$

Ця швидкість дорівнює швидкості звуку у цьому потоці.

Комбіновані сопла та сопла, що звужуються. Умовні поршні.

Під час витікання із сопел, що звужуються, при $\beta > \beta_k$ тиск на виході

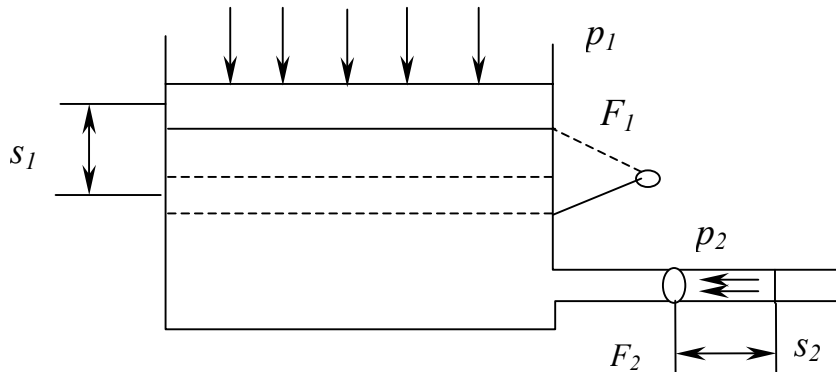


Рис.1.49. Схема витікання із сопла, що звужується, $p_1 > p_2$ – умова витікання; $p_1 = p_2$ – витікання немає; $p_1 < p_2$ – витікання в зворотному напрямку.

дорівнюватиме тискові зовнішнього середовища, тобто швидкість у цьому ж випадку не може перевищити критичну. Водночас під час витікання із сопел, що звужуються, при $\beta < \beta_k$ різниця тисків більша ніж у попередньому випадку, однак масова витрата не

збільшується, швидкість не перевищує критичну. Таким чином, у соплі, що звужується, або під час витікання через отвір у тонкій стінці швидкість вище критичної не може бути отримана.

У разі використання комбінованого сопла (сопла Лаваля) можуть бути отримані швидкості вище критичної. Соплом Лаваля називається комбіноване сопло, яке спочатку звужується f_1 , а далі розширюється до виходу f_2 (рис.1.50).

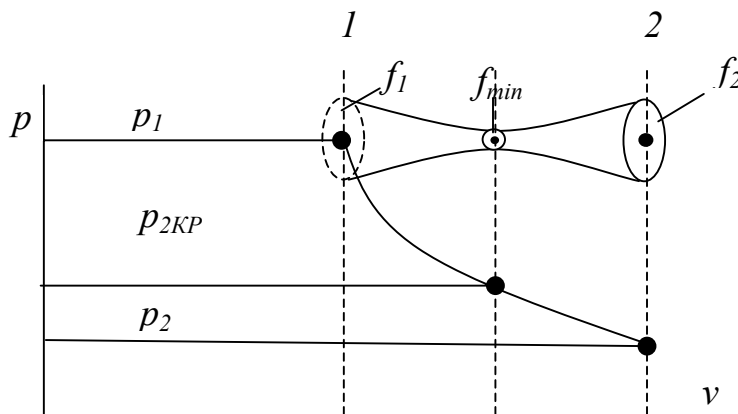


Рис.1.50. Діаграма зміни тиску в соплі Лаваля

Дійсні значення швидкості і витрати менше теоретичних значень:

$$w_1 = \varphi \cdot w_{1t}, \quad (1.262)$$

$$m_g = \frac{f_2 \cdot w_1}{v}, \quad (1.263)$$

де φ – швидкісний коефіцієнт, що залежить від типу і конструкції сопла.

Під час розрахунків сопел, що звужуються, втратами за рахунок тертя струменя об стінки сопла можна знехтувати і вважати, що $\varphi = 1$.

1.2.11. Дроселювання газів

Це явище зниження тиску потоку в результаті проходження його через місцевий опір. Швидкість під час дроселювання різко підвищується.

Розглянемо рух робочого тіла в горизонтальному потоці за відсутності теплообміну з навколишнім середовищем і без здійснення роботи.

Перший закон термодинаміки для потоку має вигляд:

$$0 = h_2 - h_1 + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right), \quad (1.264)$$

де h_1, h_2 – питомі ентальпії в перетинах 1 та 2 (рис 1.51).

Через те, що до і після дроселювання зміна швидкостей є незначною:

$w_1 \approx w_2$, можна вважати, що $h_1 = h_2$. Отже, за адіабатного дроселювання ідеального газу або пари питома ентальпія його до і після дроселювання не змінюється. Такий процес умовно можна називати **ізоентальпійним процесом**. Крім того, що під час дроселювання ентальпія пари не змінюється, виходить, що і $T = const$.

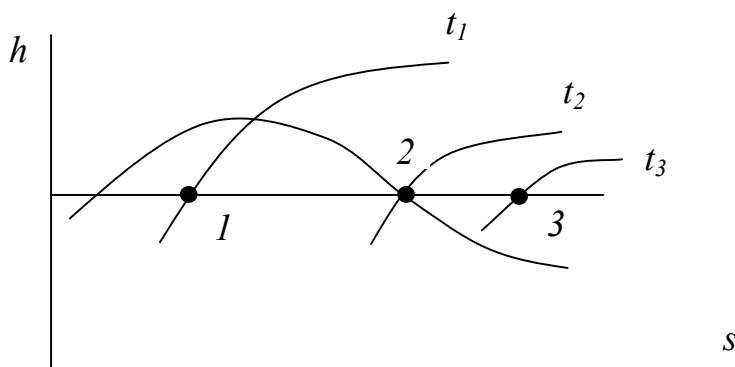


Рис.1.51. Діаграма зміни параметрів під час дроселювання водяної пари

Під час дроселювання реальних газів температура їх може змінюватися, а саме зменшуватися, збільшуватися або залишатися сталою. Характер зміни температури під час дроселювання реальних газів визначається дією міжмолекулярних сил. Це явище було виявлено Д.П. Джоулем та Дж.Дж. Томсоном і отримало назву **ефект Джоуля-Томсона**.

Під час розрахунку процесу дроселювання водяної пари зручно користатися $h-s$ – діаграмою (рис.1.47).

Аналізуючи діаграму, зазначимо, що температура водяної пари в процесі дроселювання завжди зменшується, бо для водяної пари $T_{кр} = 374^{\circ}C$, а тому $t_{инв} = 4127^{\circ}C$. Пара може переходити з одного виду в інший, наприклад, волога насичена пара може стати сухою насиченою парою або навіть перегрітою парою. Під час дроселювання частина енергії губиться, роботоспроможність потоку спадає. Однак ці пристрої дуже прості за конструкцією, тому їх широко використовують для регулювання, виміру витрати, одержання низьких температур тощо.

1.3. Термодинамічні основи аналізу циклів теплових двигунів

Тепловими двигунами називають безперервно діючі пристрої, в яких відбувається перетворення теплоти в роботу. Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) – найбільш поширений тепловий двигун у світі. У сільському господарстві ДВЗ застосовують на автомобілях, тракторах, комбайнах,

дощувальних установках, резервних дизельних електростанціях. Двигунами внутрішнього згоряння називають теплові двигуни, в яких згоряння палива (підведення теплоти) та перетворення її в роботу відбувається безпосередньо в робочому циліндрі.

Залежно від способу підведення теплоти розрізняють три типи термодинамічних циклів ДВЗ, які мають практичне значення:

1. Цикл безкомпресорного дизеля (цикл Г. Тринкера) ($v = const, p = const$). Підведення теплоти за постійного об'єму та постійного тиску.
2. Цикл компресорного дизеля (цикл Р. Дизеля) ($p = const$). Підведення теплоти за постійного тиску.
3. Цикл карбюраторних двигунів (цикл Н. Отто) ($v = const$). Підведення теплоти за постійного об'єму.

Цикл з підведенням теплоти за постійного об'єму та постійного тиску. Цей цикл запропонував професор Г. Тринкер, а в 1904 р. отримав патент на безкомпресорний двигун високого тиску (іноді цей цикл називають циклом Сабате).

Цикли цього типу працюють на важких марках палива з механічним розпиленням. Основними характеристиками цього циклу є: ступінь стиснення ε (епсилон), ступінь підвищення тиску λ (лямбда), ступінь попереднього розширення ρ (ро).

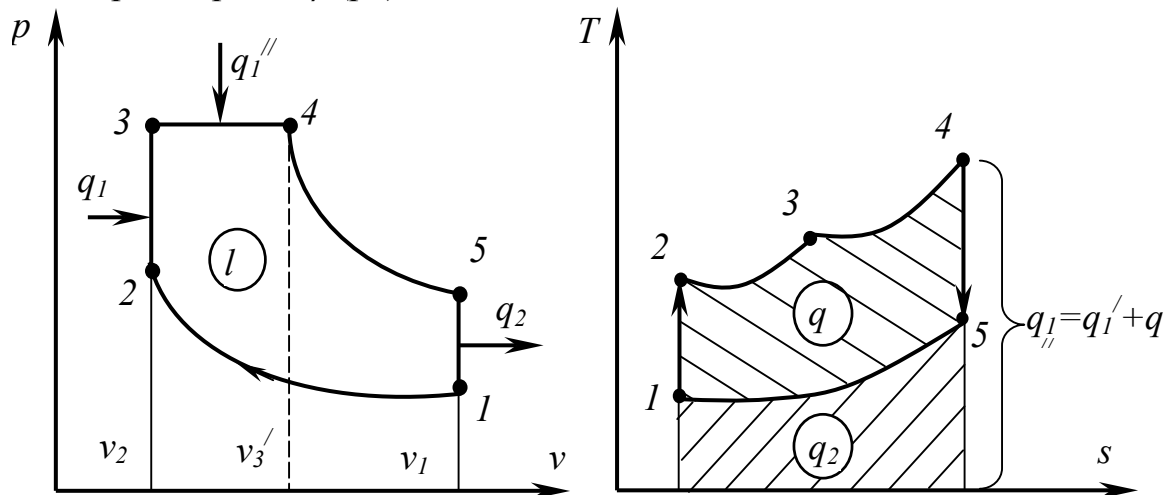


Рис.1.52. Цикл зі змішаним підведенням теплоти у координатах $p-v$ та $T-s$

Як і для довільного циклу:

$$q_0 = q_1 - q_{r1}; \quad l_0 = q_0; \quad \eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{q_0}{q_1}, \quad (1.265)$$

Введемо наступні позначення:

$\varepsilon = v_1/v_2$ – ступінь стиснення;

$\lambda = p_3/p_2$ – ступінь підвищення тиску;

$\rho = v_4/v_3$ – ступінь попереднього розширення.

Тоді термічний к.к.д. такого циклу можна записати у вигляді функції:

$$\eta_t = f(\varepsilon, \rho, \lambda), \quad (1.266)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)}. \quad (1.267)$$

Термічний к.к.д. цього циклу зростає зі збільшенням ступеня стиснення ε , ступеня підвищення тиску λ та зменшується у разі зростання ступеня попереднього розширення ρ .

Цикли з підведенням теплоти за сталого тиску ($p = const$) – цикл Дизеля. Рудольф Дизель запропонував перший компресорний двигун із підведенням теплоти за сталого тиску (паливо керосин) у 1895 р. Цикл Дизеля – це теоретичний цикл для компресорних дизелів.

Цикл із підведенням теплоти при $p = const$ можна розглянути як варіант попереднього циклу при $\lambda = 1$. Він складається з двох адіабат (рис. 1.53), ізобари та ізохори.

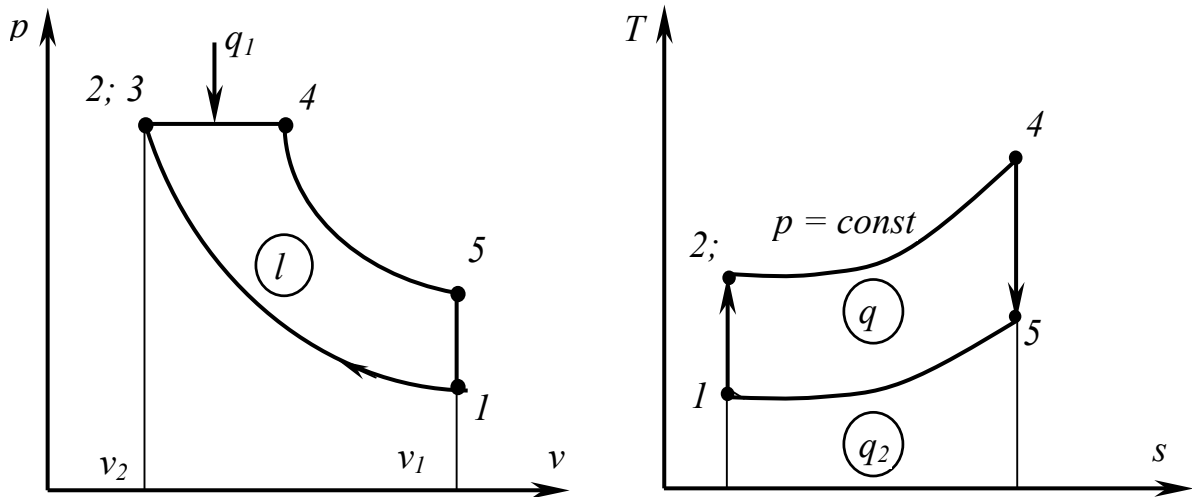


Рис. 1.53. Цикл із підведенням теплоти за сталого тиску в координатах $p-v$ та $T-s$

У цьому циклі по адіабаті 1-2 (рис. 1.53) стискається чисте повітря, температура його підвищується до температури samozapalennya (600 – 800°C). Паливо, яке розпилюється в камері згоряння змішуючись з повітрям, samozapalюється та горить, а подача палива регулюється таким чином, щоб горіння йшло за сталого тиску – ізобара 2,3–4 (підведення теплоти – q_1). Розпилювання палива, яке подається до циліндру виконується стислим повітрям ($p=5\dots9$ МПа), що надходить від спеціального компресора, тому двигуни такого типу називають компресорними дизелями. У процесі 4-5 здійснюється адіабатне розширення продуктів згоряння, а в процесі 5-1 здійснюється ізохорне відведення теплоти – q_2 . Питома кількість теплоти q_0 еквівалентна питомій роботі l_0 . Виходячи з цього, можна записати:

$$q_0 = q_1 - q_2, \quad (1.268)$$

тоді:
$$l_0 = q_0 = q_1 - q_2 \quad (1.269)$$

У загальному вигляді термічний к.к.д. цього циклу:

$$\eta_t = \frac{q_0}{q_1}, \quad (1.270)$$

а з використанням раніше введених позначень, при $\lambda = 1$, маємо:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}. \quad (1.271)$$

Цикл з підведенням теплоти за постійного об'єму ($v = \text{const}$) – цикл Отто. Перший двигун внутрішнього згоряння з ізохорним підведенням теплоти (паливо-горючий газ) був реалізований німецьким винахідником Н. Отто в 1876, а сам цикл було запропоновано раніше в 1862 р. Бо-де-Роша (Франція).

Цей цикл є теоретичним циклом для карбюраторних двигунів внутрішнього згоряння (бензин, газ) з миттєвим згорянням пального. Це варіант циклу зі змішаним підведенням теплоти за ступеня попереднього розширення $\rho = 1$.

Розрахункові формули довільного циклу такі:

$$q_0 = q_1 - q_2, \quad (1.272)$$

$$l_0 = q_0, \quad (1.273)$$

$$\eta_t = \frac{q_0}{q_1}, \quad (1.274)$$

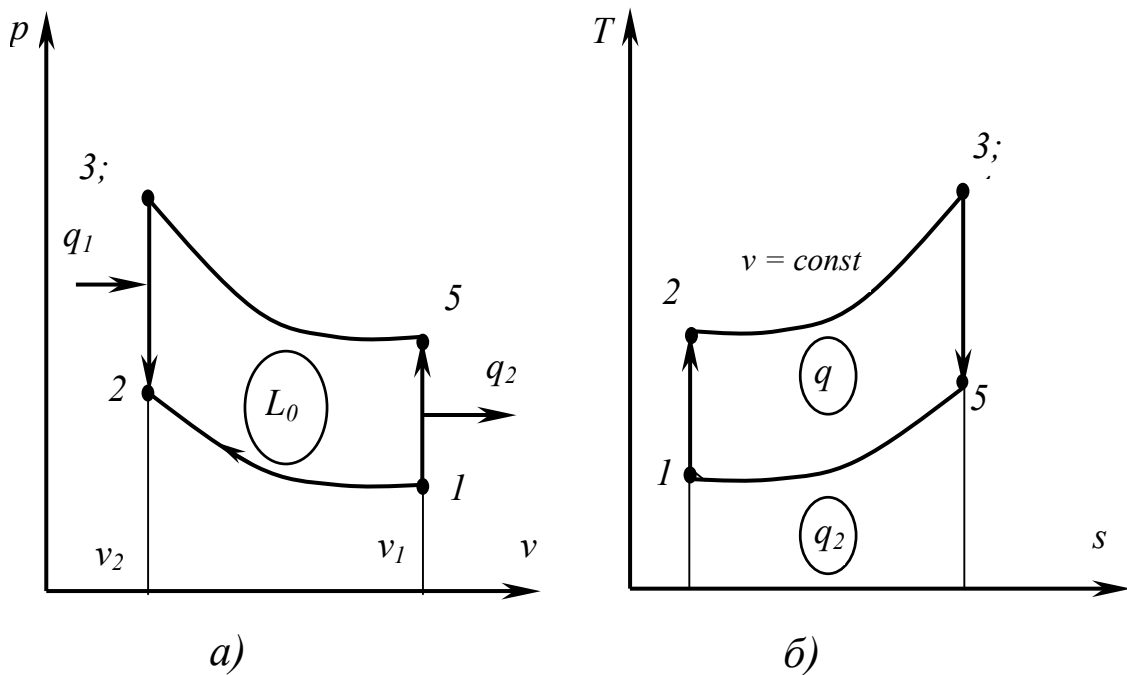


Рис. 1.54. Цикл із підведенням теплоти за постійного об'єму в координатах $p-v$ та $T-s$

а з використанням раніше введених позначень, за ступеня попереднього розширення $\rho = 1$, маємо:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1.275)$$

Термічний к.к.д. цього циклу залежить тільки від ступеня стиснення.

Порівняння к.к.д. термодинамічних циклів ДВЗ. Термічний к.к.д. теоретичних циклів поршневого ДВЗ залежить від ε , λ , ρ . Для всіх трьох розглянутих теоретичних циклів характерно:

- 1) зі збільшенням ступеня стиснення ε термічний к.к.д. значно збільшується;
- 2) зі збільшенням ступеня підвищення тиску λ термічний к.к.д. збільшується;
- 3) зі збільшенням ступеня попереднього розширення ρ термічний к.к.д. зменшується.

У практиці будівництва двигунів внутрішнього згорання такі висновки

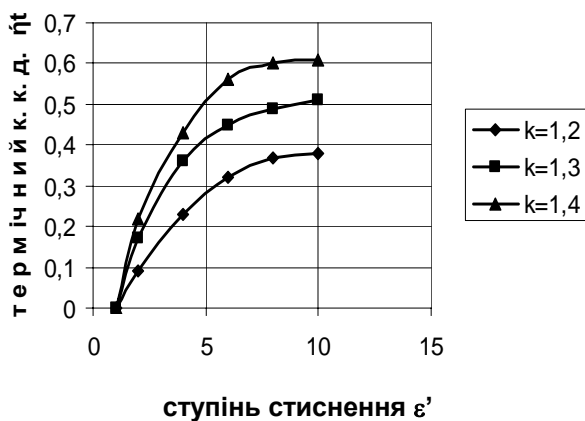


Рис. 1.55. Залежність термічного к.к.д. циклів від ступеня стиснення та показника адиабати

враховуються наступним чином. У всіх типах двигунів передбачаються максимально можливі значення ε . Для двигунів низького стиснення ці значення обмежуються виникненням явища передчасного спалахування (детонації). Для них граничні значення $\varepsilon = 6 \dots 9$. У двигунах високого стиснення значення ε обмежується економічно доцільним найбільшими механічними та термічними

напруженнями в основних деталях двигунів (поршень, циліндр, шатун) та вагою деталей двигуна. Для них граничні значення $\varepsilon = 12 \dots 18$, і навіть 22. Тому безкомпресорні двигуни, які працюють за найбільш високих значень ε на сьогодні є найбільш економічними.

В останній час з'явилися безкомпресорні дизелі з $\varepsilon = 20 \dots 22$. Термічний к.к.д. експериментальних зразків сягає значення $0,65 \dots 0,70$. У безкомпресорних дизелях з метою підвищення к.к.д. використовують більш високі значення тиску впорскування (десятки МПа), що дає можливість збільшити ступінь підвищення тиску λ , та зменшити ρ . Зараз здійснюється масовий перехід від двигунів бензинових до безкомпресорних дизелів. Витрата палива у них на $30 \dots 50\%$ менша, **немає карбюратора та магнето.**

Порівняльний аналіз теоретичних циклів поршневих ДВЗ. Для оцінювання досконалості термодинамічних циклів ДВЗ порівнюємо їх за ефективністю перетворення теплоти в роботу. Аналіз проведемо відповідно до другого закону термодинаміки, для чого цикли, які розглядаємо, замінимо еквівалентним циклом Карно шляхом введення середньотермодинамічних температур підведення T_1 та відведення T_2 теплоти. При цьому для будь-якого циклу термічний к.к.д. підраховуємо за формулою:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.276)$$

Застосуємо цей метод аналізу за умови, **що максимальні і мінімальні температури і тиски в циклах, що порівнюються, однакові.**

На рис. 1.56 в координатах T - s зображено цикл з ізохорним підведенням теплоти $1,2'$, цикл з ізобарним підведенням теплоти – $3,4$ та $1,2'/3,4$ – цикл зі змішаним підведенням теплоти.

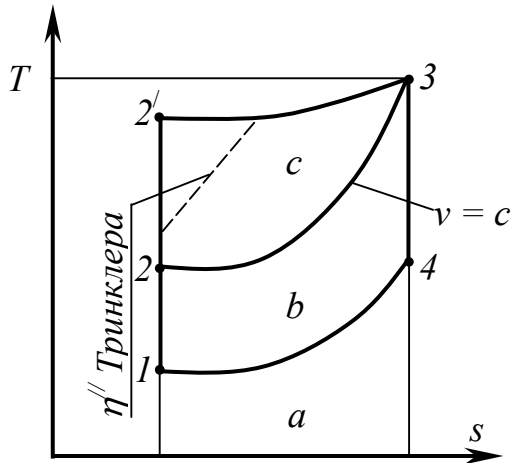


Рис. 1.56. Цикл Карно в координатах T - s

Згідно з графіком (рис.1.54) для циклу з підведенням теплоти за постійного об'єму ($v = const$):

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{a}{a+b}. \quad (1.277)$$

Згідно з графіком для циклу з підведенням теплоти за постійного тиску ($p = const$):

$$\eta_{tp} = 1 - \frac{a}{a+b+c}, \quad (1.278)$$

тобто, к.к.д. циклу з підведенням теплоти за постійного тиску ($p = const$) більший від циклу з підведенням теплоти за постійного об'єму ($v = const$):

$$\eta_{tp} > \eta_{tv}. \quad (1.279)$$

Аналогічно для циклів зі змішаним підведенням теплоти може бути отримано відношення: $\eta_{tv} < \eta_{tpv} < \eta_{tp}$.

Окрім того, у дизеля немає карбюратора, тобто можна використовувати важкі види палива. Проте, дизельні двигуни тихохідні через повільне згоряння палива.

Порівнюємо цикли з підведенням теплоти при $v = const$ та цикл із підведенням теплоти при $p = const$ з **однаковим ступенем стиснення**:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_0}{q_1}, \quad (1.280)$$

згідно з графіком (рис.1.53) для $v = const$:

$$\eta_{iv} = 1 - \frac{a}{a+b+c}, \quad (1.281)$$

для $p = const$:

$$\eta_{ip} = 1 - \frac{a}{a+b}, \quad (1.282)$$

тобто к.к.д. циклу Отто вище к.к.д. циклу Дизеля:

$$\eta_{iv} > \eta_{ip}. \quad (1.283)$$

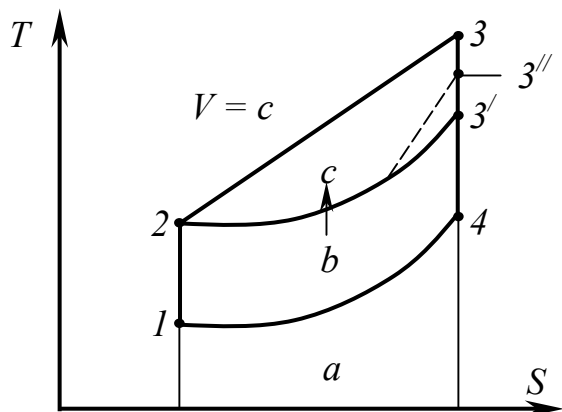


Рис.1.57. Порівняння циклів із підведенням теплоти при $v = const$ та з підведенням теплоти при $p = const$ за однакового ступеня стиснення в координатах T - s

Але ми знаємо, що в наш час ϵ дизеля вище, тому висновок про вищий к.к.д. циклу Отто можна зробити лише на перспективу, коли стане можливим підвищити ступінь стиснення в двигунах цього типу.

Зазначимо, що порівняння циклів здійснено шляхом заміни реальних циклів – ідеальними, в яких процеси підведення та відведення теплоти є оборотними, тоді як в реальних двигунах підведення та відведення теплоти здійснюється за рахунок згоряння палива та видалення продуктів згоряння. Тобто процес не замкнений.

1.3.1. Процеси стиснення в ідеальному компресорі. Теоретичний цикл поршневих компресорів

Компресором називається машина для підвищення тиску газоподібних тіл та подальшого переміщення стиснутих газів до місця їх використання. Найбільше поширення отримали механічні компресори, в яких енергія для підвищення тиску і переміщення газів підводиться у вигляді роботи. За принципом дії механічні компресори поділяють на об'ємні та лопатеві. В об'ємних компресорах підвищення тиску досягають шляхом зменшення об'єму робочого простору за допомогою поршня. У лопатевих компресорах стиснення відбувається в два етапи: спочатку в міжлопаточних каналах, де завдяки обертанню ротора підводиться значна кінетична енергія, а далі у нерухомих каналах (дифузорах) кінетична енергія потоку перетворюється в потенційну. Лопатеві компресори бувають відцентровими і осьовими.

Залежно від виду газу, що стискається, розрізняють: повітряні, аміачні, кисневі, фреонові й інші компресори.

Незважаючи на різні принципи дії і конструктивні особливості, з термодинамічної точки зору процеси стиснення, що відбуваються в них, однакові, тобто термодинамічні основи нагнітання є загальними для компресорів всіх типів. Термодинамічний аналіз циклів ідеального компресора дозволяє встановити умови, які можуть забезпечити найбільшу ефективність компресора, тобто забезпечити необхідний ступінь стиснення за найменшої затрати зовнішньої роботи. Для здійснення термодинамічного аналізу розглянемо теоретичні процеси ідеального компресора в координатах $p-v$ та $T-s$ (рис.1.58).

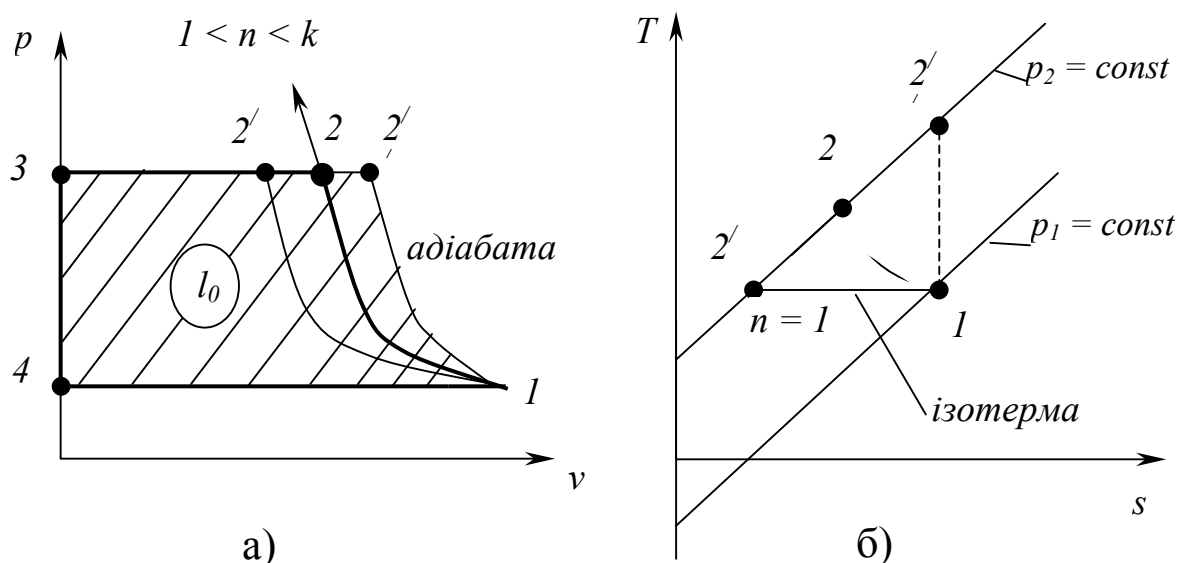


Рис.1.58. Теоретичні процеси ідеального компресора в координатах $p-v$ та $T-s$

Економічність роботи компресора визначається величиною теоретичної питомої роботи:

$$l_0 = p_2 v_2 + l_{CT} - p_1 v_1. \quad (1.284)$$

За ізотермічного стиснення:

$$p_1 v_1 = p_2' v_2', \quad (1.285)$$

тоді:

$$l_0 = l_{1-2} = RT_1 \ln \frac{p_2'}{p_1} = T(s_2 - s_1). \quad (1.286)$$

За ізотермічного стиснення теоретична робота компресора дорівнює роботі ізотермічного стиснення в процесі 1-2.

За адиабатного стиснення ідеального газу при $q = 0$:

$$l_0 = \frac{k}{k-1} (p_2 v_2 - p_1'' v_1''), \quad (1.287)$$

$$l_0 = p_2 v_2 + (u_2 - u_1) - p_1 \cdot v_1 = (u_2 + p_2 v_2) - (u_1 + p_1 \cdot v_1) = h_2 - h_1. \quad (1.288)$$

За адіабатного стиснення теоретична робота в « k » разів більше роботи ізотермічного стиснення.

За політропного процесу стиснення ідеального газу питома робота обчислюється за формулою:

$$l_0 = \frac{n}{n-1}(p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1), \quad (1.289)$$

де n – показник політропи (який більше показника ізотерми та менше показника адіабати $1 < n < k$).

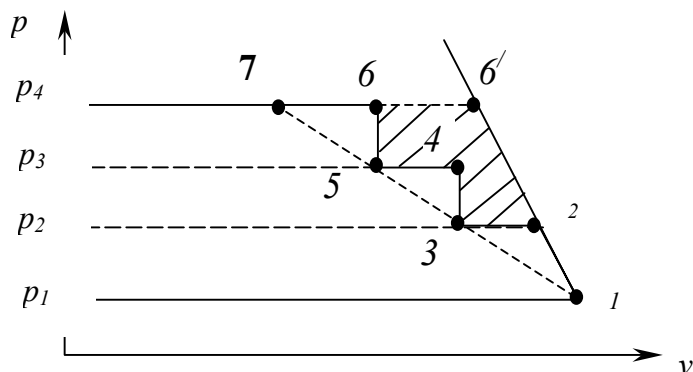


Рис.1.59. Робочий процес багатосхідчастого компресора в координатах p - v : 1-6 – лінія політропного стиснення; 1-7 – ізотермічне стиснення; 1-2-3-4-5-6 – сумарний процес стиснення на 3-х ступенях, що наближається до ізотермічного процесу 1-7

процесу стиснення на декілька етапів або сходинок з охолодженням між ними в спеціальних холодильниках (охолоджувачах). Охолодження часто виконують до початкової температури, яку газ мав під час всмоктування до компресора. Таке стиснення називають багатосхідчастим. Робочий процес багатосхідчастого компресора в координатах p - v представлено на рис. 1.59.

У першому етапі відбувається політропне стиснення 1-2 до тиску p_2 , при цьому температура його підвищується до T_2 і газ спрямовують до першого охолоджувача, де за сталого тиску він охолоджується на лінії 2-3 до початкової температури. Далі, на другому етапі відбувається стиснення 3-4 до проміжного тиску p_3 , а температура його підвищується до T_3 . Газ спрямовують до другого охолоджувача, де за сталого тиску він охолоджується на лінії 4-5 до початкової температури. На третьому етапі відбувається стиснення 5-6 до кінцевого тиску p_4 , а температура його підвищується до T_4 . Газ спрямовують до кінцевого охолоджувача, де за сталого

Отже, найменша робота компресора витрачається за ізотермічного стиснення, тому ізотермічний процес вважається найбільш вигідним.

Теоретичний цикл багатосхідчастого поршневого компресора.

Для зменшення роботи, яку споживає компресор, процес стиснення намагаються наблизити до ізотермічного шляхом охолодження повітря або газу. Конструктивно це можливо завдяки розділення про-

тиску він охолоджується на лінії 6-7 до початкової температури і спрямовується до споживача.

З метою найбільшої економічності і надійності в роботі за багатоступінчасте стиснення приймають:

1. $T_1 = T_3 = T_5 = T_7$;
2. $T_2 = T_4 = T_6$;
3. $n' = n'' = n'''$

Дотримуючись цих умов, у нашому випадку ступінь підвищення тиску буде однаковим:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_6}{p_5} = Z, \quad (1.290)$$

або
$$\frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{p_4}{p_3} \cdot \frac{p_6}{p_5} = \frac{p_6}{p_1} = Z^3, \quad (1.291)$$

тоді:
$$Z = \sqrt[3]{\frac{p_{\text{кон.}}}{p_{\text{нач.}}}}, \quad (1.292)$$

а для загального випадку:

$$Z = \sqrt[m]{\frac{p_{\text{кон.}}}{p_{\text{нач.}}}}, \quad (1.293)$$

де m – кількість ступеней стиснення.

Теоретичні роботи всіх ступеней однакові, тобто

$$l_0^1 = l_0^2 = l_0^3. \quad (1.294)$$

Теоретична потужність, що затрачається на привід усього компресора:

$$L_0 = G \cdot l_0 \cdot m, \quad (1.295)$$

де G – подача компресора (кг/с).

Багатосхідчасте стиснення підвищує економічність. Цей спосіб стиснення (рис.1.59) в трисхідчастому компресорі дозволяє отримати економію роботи, яка витрачається, порівняно з односхідчастим компресором. Робота зменшується на величину, що позначена на діаграмі (рис.1.59) заштрихованою площиною.

Теоретичний цикл газових турбін. Одним з основних недоліків властивих поршневим двигунам і компресорам є наявність кривошипно-шатунного механізму і як слідство нерівномірність роботи. Від цього недоліку вільний ДВЗ іншого типу – газова турбіна. Її перевагою є також можливість зосередження великих потужностей у малогабаритних установках (Рис. 1.60).

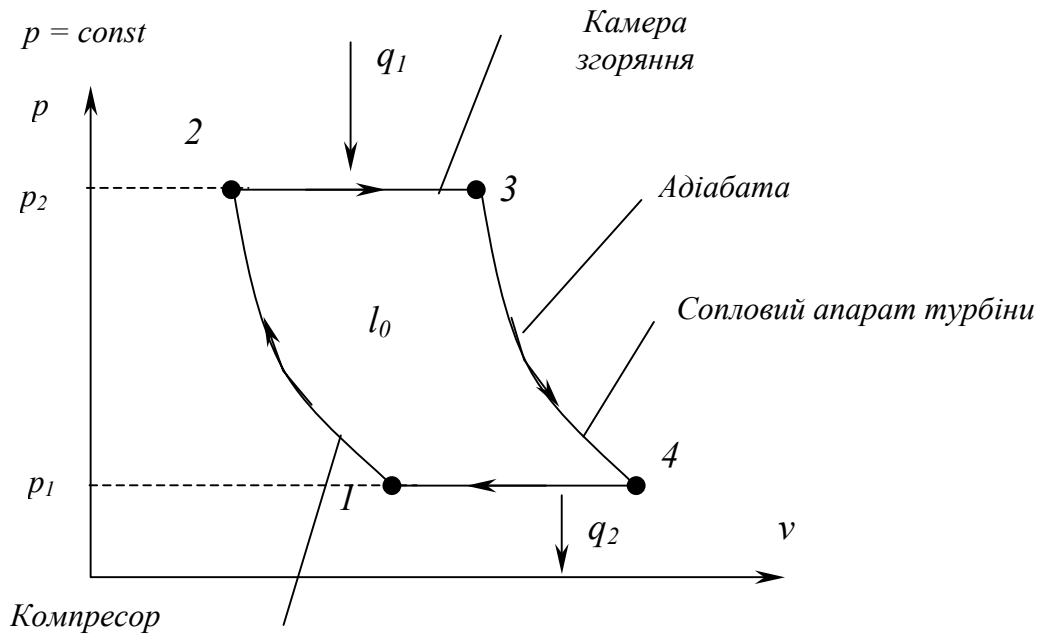


Рис. 1.60. Теоретичний цикл газової турбіни з ізобарним підведенням теплоти в координатах $p-v$

Перший газотурбінний двигун внутрішнього згоряння з ізобарним підведенням теплоти був побудований інженером-механіком Російського флоту П.Д. Кузьминським в 1897 році, але розповсюдження газові турбіни отримали порівняно недавно.

Газова турбіна є перспективним двигуном. Обмежене застосування газових турбін пояснюється недостатньою жароміцністю конструкційних матеріалів. Сучасні турбіни працюють у галузі більш низьких температур (600...800°C), ніж поршневі і дизельні (1600...2200°C).

Газові турбіни застосовують в авіації, суднових установках, на залізничному транспорті і поступово впроваджують в автотранспорт і енергетику.

Перспективи розвитку газотурбінних установок пов'язують із впровадженням керамічних елементів газових турбін. Схему газотурбінної установки показано на рис. 1.61.

Газотурбінна установка працює наступним чином. Зовнішнє повітря через фільтр 3, турбокомпресором 4 адіабатно стискається в процесі 1-2 до тиску p_2 (рис.1.61) і подається до камери згоряння 5. В камеру згоряння з паливного бака 1 паливного насоса 2 вприскується рідке паливо, яке згоряє (підведення теплоти) в ізобарному процесі 2-3 з утворенням великої кількості продуктів згоряння високої температури T_3 . Далі продукти згоряння надходять до соплового апарату, де розширюються в адіабатному процесі 3-4 до атмосферного тиску p_1 і в ізобарному процесі віддають теплоту до навколишнього середовища.

Питома корисна робота в циклі дорівнює різниці питомої технічної роботи турбіни та питомої технічної роботи, яку витрачено на привід компресора $l_0 = n_l \cdot 1, 2, 3, 4, 1$. Ця робота еквівалентна питомій теплоті q_0 . Тоді к.к.д. газотурбінної установки буде:

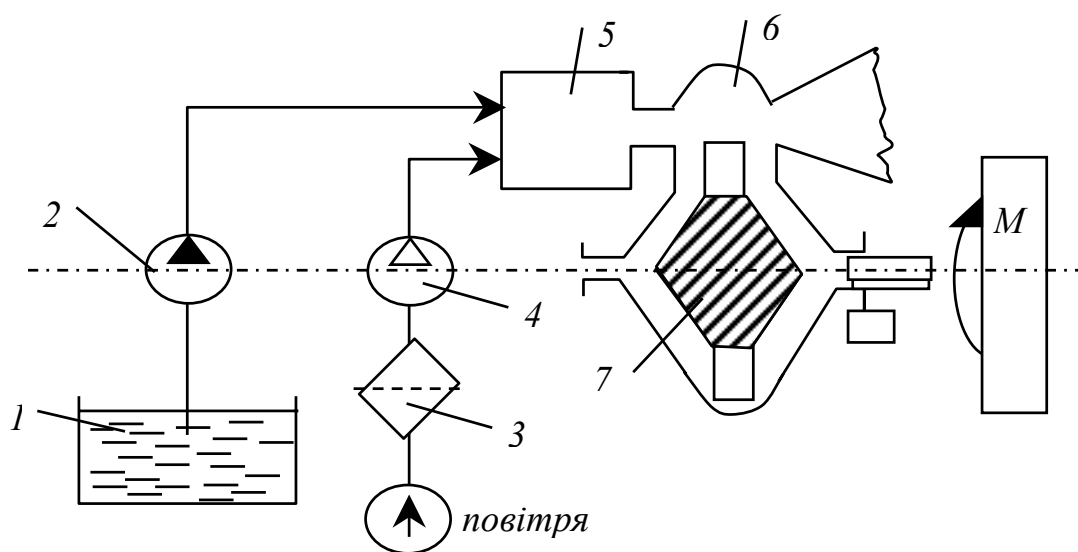


Рис. 1.61. Схема газотурбінної установки: 1 – паливний бак; 2 – паливний насос; 3 – повітряний фільтр; 4 – повітряний компресор; 5 – камера згоряння; 6 – сопловий апарат; 7 – газова турбіна

$$\eta_{\text{ГТ}} = 1 - \frac{1}{\beta \cdot \frac{k-1}{k}}, \quad (1.296)$$

де $\beta = \frac{p_2}{p_1}$ – ступінь стиснення повітря в компресорі.

Проаналізуємо формулу к.к.д. газотурбінної установки. Так у разі підвищення ступеня стиснення повітря коефіцієнт корисної дії газотурбінної установки підвищується, що пов'язано з підвищенням середньої температури робочого тіла в процесі підведення теплоти. З $T-s$ діаграми (рис.1.62) бачимо, що температура газів на виході з турбіни T_4 вища від температури повітря після стиснення в компресорі T_2 , тому для підвищення к.к.д. шляхом зменшення підведення зовнішньої теплоти доцільно використовувати частину теплоти газів, що відходять, для підігрівання зовнішнього повітря, яке надходить до камери згоряння за допомогою теплообмінника (регенератора). В сучасних ГТУ ступінь регенерації досягає 50...70 відсотків.

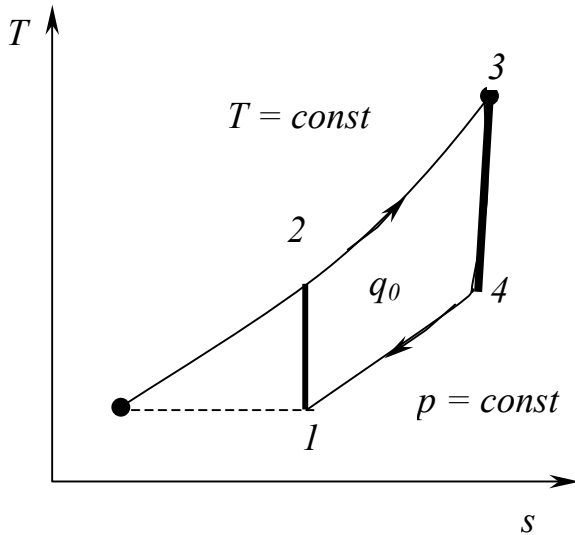


Рис. 1.62. Теоретичні процеси ідеального циклу газотурбінної установки в координатах $T-s$

До переваг газотурбінних установок можна віднести: відсутність водяного охолодження, швидкий запуск та набір навантаження, в тому числі і за низьких температур, можливість використання різноманітних палив (рідких, газоподібних), можливість концентрації великих потужностей за малих габаритів.

У сучасних газових турбін к.к.д. $\eta = 38\%$; частота обертання n від 300 до 16000 об/хв., на привід компресора витрачається до 60% потужності турбіни.

1.3.2. Теоретичні цикли паросилових установок

Паросилова установка – це комплекс пристроїв для перетворення теплової енергії в механічну за умови використання в якості робочого тіла пари якоїсь рідини.

Як джерело теплової енергії може бути використана хімічна енергія палива, теплота, що виділяється в результаті ядерних реакцій, сонячна, геотермальна енергія і таке інше.

Найбільш розповсюдженим робочим тілом у паросилових установках є водяна пара. А як тепловий двигун найбільше використовується парова

турбіна, рідше – поршнева парова машина. Паросилові установки становлять базу сучасної промислової енергетики в усьому світі.

Схему паросилової установки показано на рис. 1.63. Основними елементами паросилової установки є: парогенератор, турбіна, конденсатор, насоси, а також допоміжне устаткування і контрольно-вимірвальні прилади.

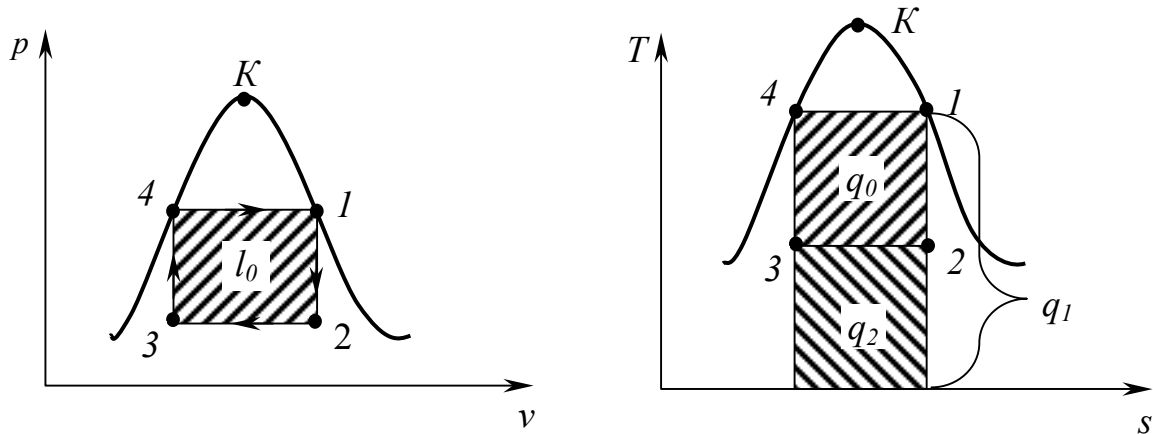


Рис. 1.63. Цикл Карно паросилової установки в координатах $p-v$ і $T-s$

Цикл Карно для паросилової установки. Цикл Карно паросилової установки (рис.1.63) складається з двох адіабат та двох ізотерм. У координатах $p-v$ процеси підведення 2-3 та відведення 4-1 теплоти здійснюються ізотермічно – у ділянці вологої насиченої пари ізотерма збігається з ізобарою; процеси розширення 1-2 та стиснення 3-4 здійснюються за адіабатою. В координатах $T-s$ цикл Карно зображено у вигляді прямокутника 1,2,3,4, площа якого дорівнює кількості теплоти еквівалентної роботи. Усі реальні паросилові установки працюють за циклами, які відрізняються від циклу Карно, тому що практичне здійснення цього циклу пов'язано з низкою ускладнень. Так, цикл Карно має наступні недоліки: турбіна працює в ділянці вологої насиченої пари; робоче тіло переміщується компресором.

Як було зазначено раніше в разі використання будь-якого робочого тіла цикл Карно є найбільш вигідним. На відміну від газу застосування пари як робочого тіла дозволяє порівняно просто здійснювати процеси підведення і відведення теплоти в ізотермічному процесі (але в разі відведення теплоти потрібний компресор, а це не є вигідно). Ізотермічний к.к.д. цього циклу:

$$\eta_t = \frac{q_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.297)$$

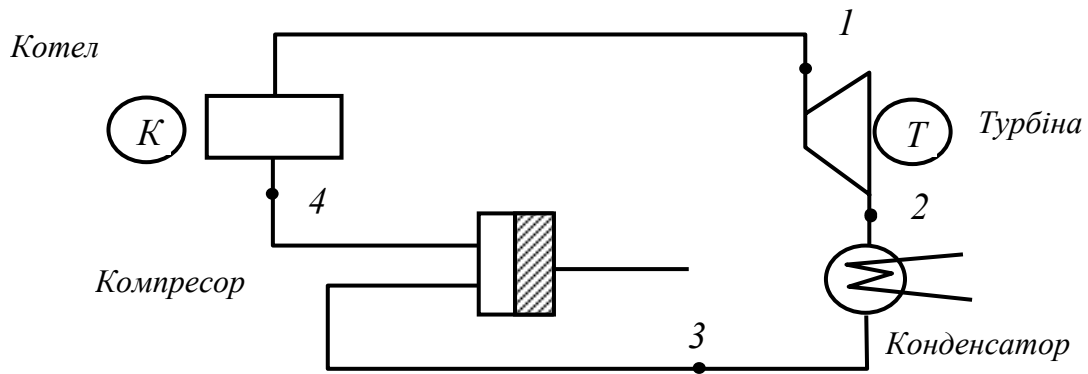


Рис. 1.64. Схема паросилової установки, яка працює за циклом Карно: К – котел; Т – турбіна

Цикл Ренкіна. Цикл Ренкіна (рис.1.65) становить основу всіх сучасних паротурбінних електростанцій. Схему паросилової установки, що працює за циклом Ренкіна, показано на рис. 1.66.

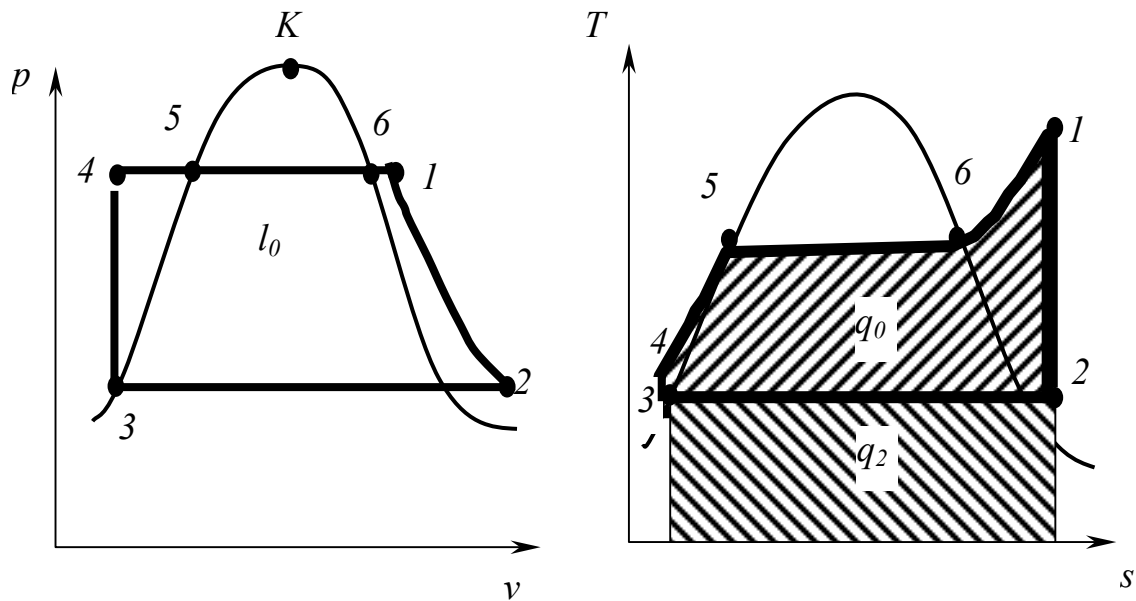


Рис. 1.65. Цикл Ренкіна паросилової установки в координатах $p-v$ і $T-s$:

1 - 2 – адиабатне розширення в турбіні; 2 - 3 – ізобарно-ізотермічне відведення теплоти в конденсаторі; 3 - 4 – ізобарне підвищення тиску насосом; 4 - 5 – ізобарне підведення теплоти в економайзері; 5 - 6 – ізобарно-ізотермічне підведення теплоти в котлі; 6 - 1 – ізобарне підведення теплоти в пароперегрівачі

Паросилова установка за циклом Ренкіна працює таким чином:

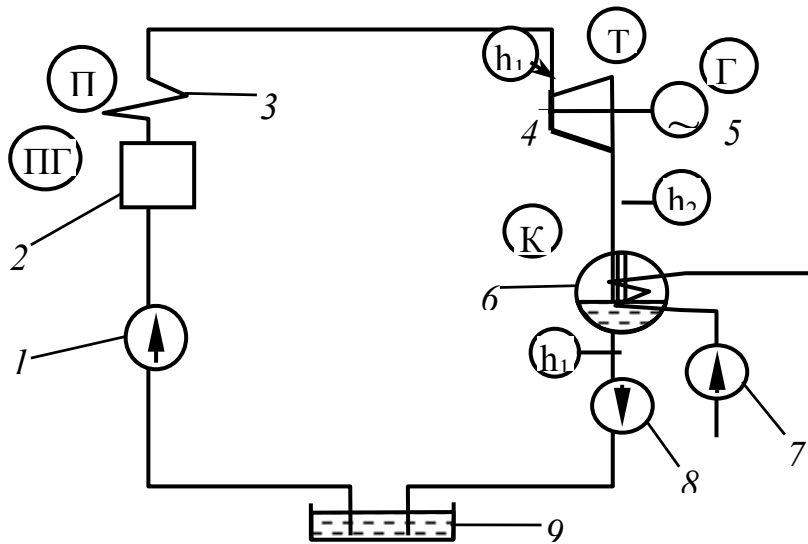


Рис.1.66. Схема паросилової установки, яка працює за циклом Ренкіна: 1 – живильний насос; 2 – парогенератор; 3 – пароперегрівач; 4 – турбіна; 5 – генератор; 6 – конденсатор; 7 – циркуляційний насос; 8 – конденсатний насос; 9 – резервуар для води

Вода на початковій температурі з резервуара для води – 9 стискається насосом – 1 і подається до водяного економайзера, який є частиною парогенератора – 1 під тиском p_1 , де за рахунок теплоти газів, що відходять, вода нагрівається за сталого тиску до температури кипіння T_5 , далі в парогенераторі відбувається ізобарний ізотермічний фазовий перехід із підведенням теплоти $q/1$. Отримана в результаті цього суха насичена пара в пароперегрівачі – 3, за рахунок підведення теплоти $q//1$, перегрівається до температури T_1 .

Перегріта пара з параметрами $p_1 T_1 h_1$ (рис.1.67) подається паропроводом гострої пари до турбіни – 4, де відбувається адіабатне розширення

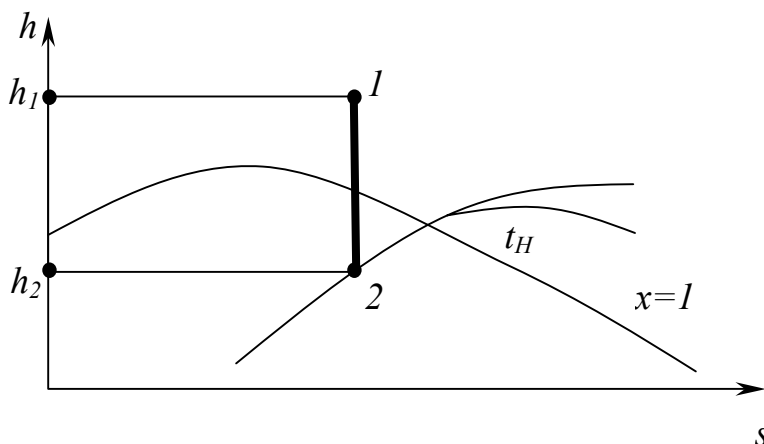


Рис. 1.67. Процес адіабатного розширення в турбіні паросилової установки в координатах $h-s$

пари до тиску p_2 з виконанням при цьому зовнішньої корисної роботи. Після турбіни пара з питомою ентальпією h_2 надходить до конденсатора – 6, де вона завдяки відведенню теплоти q_2 , конденсується. Конденсат потрапляє до бака – 9, далі цикл повторюється.

Термічний к.к.д. ци-

клу Ренкіна може бути підрахований з використанням $h - s$ – діаграми.

Для підрахунку термічного к.к.д. циклу Ренкіна:

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'}, \quad (1.298)$$

де h_1 – ентальпія пари на виході з пароперегрівача, вона ж дорівнює ентальпії пари на вході в турбіну, кДж/кг;

h_2 – ентальпія пари на виході з турбіни кДж/кг;

h_2' – ентальпія конденсату при параметрах пари на виході з турбіни, яка обчислюється за формулою:

$$h_2' = 4,19 \cdot t_H, \quad \text{кДж/кг}, \quad (1.299)$$

де t_H – температура насичення (кипіння) відповідна тиску в конденсаторі.

Важливою розрахунковою характеристикою паросилової установки є питома витрата пари d_0 , яка обчислюється як відношення годинної витрати пари до кількості виробленої електроенергії. Враховуючи, що кожний кг пари здійснює $(h_1 - h_2)$ кДж корисної роботи, а 1кВт·г дорівнює 3600 кДж, тоді:

$$d_0 = \frac{3600}{h_1 - h_2}, \quad \frac{\text{кг(пара)}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}, \quad (1.300)$$

де d_0 – відповідає масовій витраті пари на одиницю виробленої в установці механічної енергії.

Аналізуючи формулу, можна дійти висновку, що к.к.д. циклу Карно можна збільшити шляхом підвищення ентальпії h_1 та зменшення ентальпії h_2 , та h_2' , чого в свою чергу можна досягти шляхом підвищення початкового тиску, температури перегрівання, та зниження тиску в конденсаторі. Так, наприклад, у разі збільшення початкового тиску від 2 до 10 МПа, підвищення температури від 212°C до 310°C , за тиску в конденсаторі 0,004 МПа к.к.д. зростає від 36 до 42,6 відсотків.

Зростання к.к.д. обмежується міцністю та жаротривкістю металу, тобто обмежується перегрівами пари (650°C), а створити глибокий вакуум у конденсаторі дуже складно, тому що тиск у конденсаторі пов'язаний з температурою навколишнього середовища ($20 \dots 30^{\circ}\text{C}$), що відповідає $p_2 = 0,0024 \dots 0,0043$ МПа. Тому к.к.д. реальних паросилових установок не дуже високий $\eta_t \leq 0,5$.

Шляхи підвищення економічності паросилових установок. З метою підвищення теплової ефективності паросилових установок запропоновано: здійснювати попереднє підігрівання живильної води за рахунок пари, яка відпрацювала в турбіні (регенерація), вторинний перегрів пари, комбіноване використання теплоти (теплофікація) та цикли з двома теп-

носіями (бінарні цикли, типу «метал – вода»). Ефективність паросилової установки при цьому може бути підвищена до 70 відсотків.

1.3.3. Цикли холодильних установок

Холодильні установки призначені для зниження температури тіл (виробництва холоду) порівняно з температурою навколишнього середовища і безперервного підтримання цієї температури шляхом відбору теплоти від об'єкта, що охолоджується, за рахунок витрати якогось виду енергії (механічної, електричної, теплової). Ці ж установки можна використовувати для підвищення температури навколишнього середовища (опалення приміщень, підігрівання води), в цьому випадку їх називають тепловими насосами або теплотрансформаторами.

Залежно від температури охолодження розрізняють холодильні установки низького, середнього та глибокого холоду (-40°C , -70°C , -200°C відповідно).

В основі роботи будь-якої холодильної установки лежить здійснення відповідного циклу в інтервалі температур охолоджуваного продукту і навколишнього середовища. Загалом можливо здійснення будь-якого довольного циклу в заданому інтервалі температур. Проте, найбільшу економічність може мати тільки один із них, названий зворотним циклом Карно.

Зворотний цикл Карно. Зворотний цикл Карно здійснюється проти ходу годинникової стрілки і складається з чотирьох процесів: спочатку робоче тіло адіабатно стискається в процесі 3-4 (рис.1.68) із затратою питомої зовнішньої роботи l_1 , далі ізотермічно стискається з віддачею питомої теплоти q_1 верхньому джерелу в процесі 4-1.

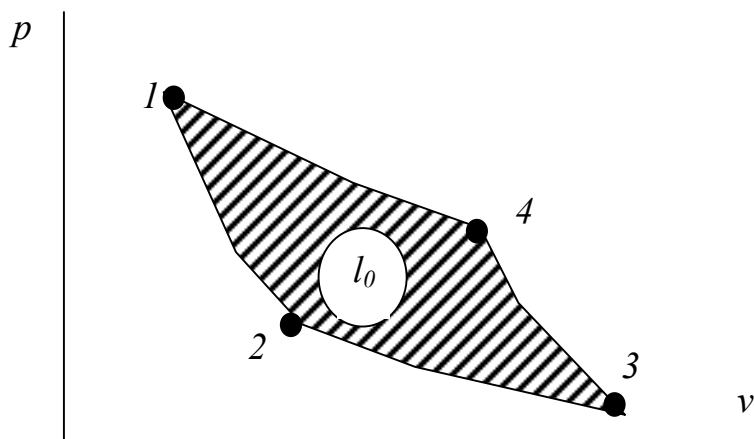


Рис. 1.68. Зворотний цикл Карно у координатах $p-v$

Далі виконують розширення робочого тіла за адіабатою, процес 1-2 з віддачею питомої зовнішньої роботи l_2 та зниженням температури від T_1 до T_2 , після чого ізотермічно, в процесі 2-3, робоче тіло розширюється з відбором теплоти від охолоджуваного продукту в кількості q_2 , яка відповідає поняттю «холодопродуктивність».

У координатах $T-s$ (рис.1.69) площа q_2 відповідає холодопродуктивності, площа l – кількості витраченої зовнішньої питомої роботи (у теплових одиницях), площа $(q_2 + l)$ – кількості теплоти, яка відводиться до навколишнього середовища.

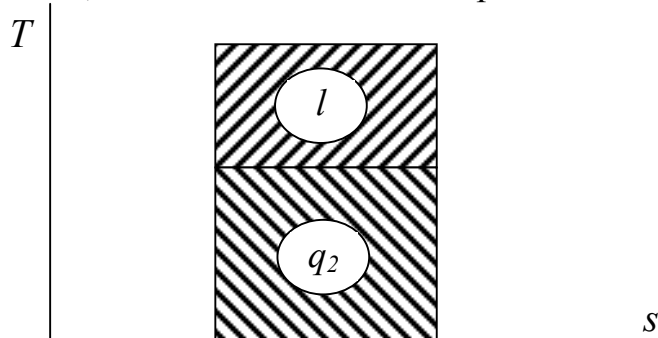


Рис. 1.69. Зворотний цикл Карно у координатах $T-s$

Основною характеристикою будь-якого циклу холодильної установки, що характеризує його економічну ефективність, є холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l}. \quad (1.301)$$

Але, тільки для зворотного циклу Карно є співвідношення:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{1}{\frac{T_1}{T_2} - 1}. \quad (1.302)$$

Таким чином, чисельне значення ε у цьому циклі залежить тільки від температури навколишнього середовища T_1 і температури охолоджуваного повітря T_2 . При цьому величина ε може бути і менше, і більше одиниці. Чим більша величина ε , тим економічніший (вигідніший) цикл.

За заданих значень T_1 і T_2 зворотний цикл Карно є найвигіднішим циклом холодильної установки, тобто має найбільше значення ε порівняно з будь-яким іншим циклом (за тих же значень T_1 і T_2).

Водночас, практичне здійснення холодильної установки, яка працює за зворотним циклом Карно, в принципі можливе, але не доцільне. Це пов'язано з труднощами здійснення ізотермічних процесів підведення і відведення теплоти, великими втратами, з незручністю експлуатації, складністю конструкції й іншими недоліками. Зворотний цикл Карно служить еталоном, з яким порівнюють ефективність дійсних циклів холодильних установок.

Цикл повітряної компресійної холодильної установки. Повітряні компресійні холодильні установки були першими установками промислового типу. Схему повітряної компресійної холодильної установки показано на рис.1.70. Основними недоліками їх є – низька економічність, громіздкість незручності в обслуговуванні. Цикл повітряної компресійної холодильної установки показано на рис.1.71, він складається з таких процесів: процес 1-2 – адіабатне стиснення повітря (холодильного агента) у компресорі за рахунок затрати зовнішньої питомої роботи l_1 до тиску p_2 з підвищенням температури від T_1 до T_2 ; в ізобарному процесі 2 - 3 за рахунок відведення питомої теплоти q_1 до навколишнього середовища, здійснюється охолодження повітря в охолоджувачі і температура робочого тіла знижується до T_3 ; 3 - 4 – адіабатний процес розширення повітря в детандері (розширювачі) з віддачею питомої роботи l_2 ; 4 - 1 – процес ізобарного нагрівання повітря (підведення теплоти q_2) за рахунок теплоти, що відбирається від охолоджуваного продукту.

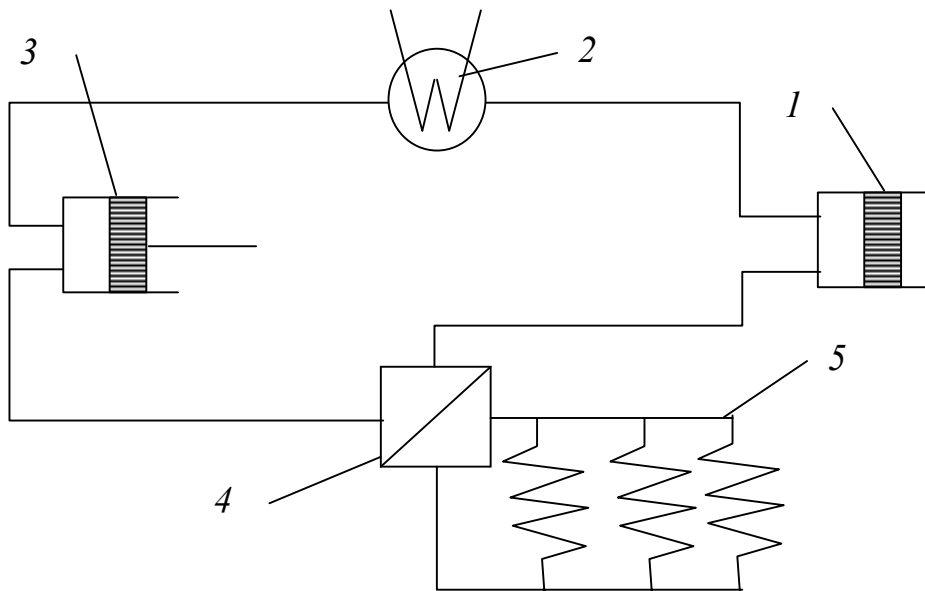


Рис. 1.70. Схема повітряної компресійної холодильної установки: 1 – компресор; 2 – охолоджувач; 3 – детандер; 4 – холодильна камера; 5 – холодильне навантаження

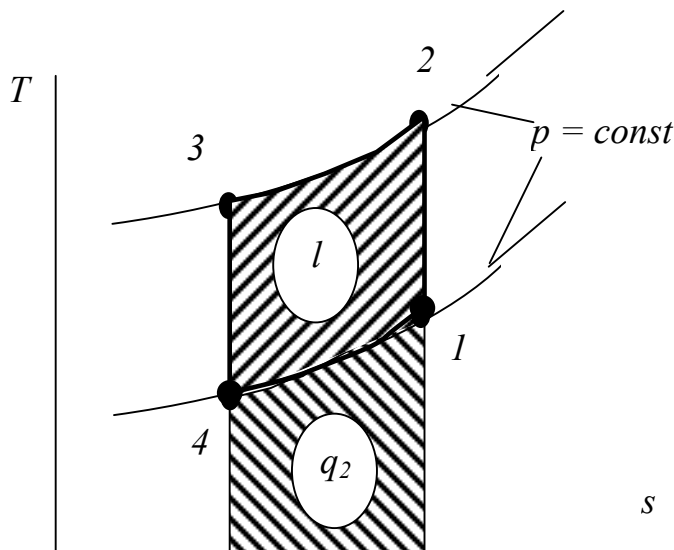


Рис. 1.71. Цикл повітряної компресійної холодильної установки в координатах $T-s$

Теоретичний цикл парової компресійної холодильної установки.

Характерною рисою установок такого типу є зміна агрегатного стану холодильного агента в міру проходження ним відповідних елементів установки. У найпростішому випадку (рис. 1.72) цикл складається з таких процесів: 1-2 – процес адиабатного стиснення в компресорі пари холодильного агента від стану близького до сухої насиченої пари ($x = 0,9...0,95$) в перегріту за рахунок підведення зовнішньої питомої роботи l_k компресора;

2-2''-3'' – процес охолодження і конденсації пари в конденсаторі до стану рідини за температури конденсації за рахунок відведення до навколишнього середовища питомої теплоти q_1 ; 3''-3-4 – процес розширення холодильного агента (рідини) в детандері (у терморегулювальному вентилі) з виконанням питомої роботи l_d ; 4-1 – процес випарювання рідкої фази пари холодильного агента за рахунок теплоти, що відбирається від охолодженого продукту q_2 .

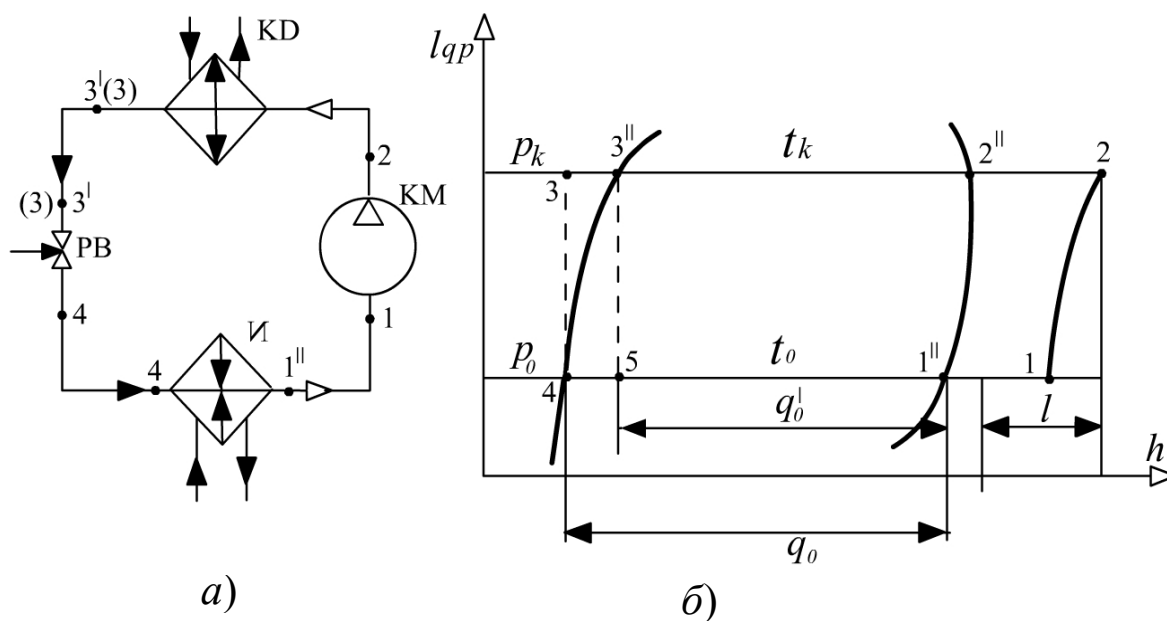


Рис. 1.72. Схема парової компресійної холодильної установки (а) і цикл її роботи в координатах $h - lgp$ (б)

У розглянутому вигляді цей цикл не є зручний для практичного застосування внаслідок наявності детандера, великогабаритного випарника й інших конструктивних і експлуатаційних незручностей. Тому в наш час замість детандера використовують терморегулювальний вентиль (ТРВ), капілярну трубку, або діафрагму. Крім того, на відміну від циклу Карно, перед подачею до компресора волога насичена пара перегрівається за допомогою теплообмінника, або з використанням теплоти, яка віднімається від електродвигуна компресора, отже процес стиснення в компресорі виконується в ділянці перегрітої пари. При цьому, не дивлячись на збільшення роботи на стиснення, холодопродуктивність установки підвищується.

Ефективність циклу парової компресійної холодильної установки характеризується холодильним коефіцієнтом:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{(q_1 - q_2)} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}. \quad (1.303)$$

Для аміачних машин $\varepsilon = 4,85$, а для фреонових $\varepsilon = 4,82$. Зважаючи на це, найбільш поширеним холодильним агентом довгий час був аміак, в кінці ХХ сторіччя особливу популярність набув фреон-12, але в останній час, у зв'язку з охороною навколишнього середовища більшість фреонів заборонено міжнародними угодами за винятком фреону-134а, тому зараз знов збільшується інтерес до аміаку.

Цикл абсорбційної холодильної установки. Основною перевагою абсорбційних холодильних установок порівняно з компресійними є використання для відведення теплоти q_2 від продуктів, які охолоджуються, не електричної, а теплової енергії низького і середнього потенціалу.

Абсорбція це – явище поглинання пари якоїсь речовини (наприклад холодильного агента) іншою рідкою речовиною – **абсорбентом**. У зв'язку з цим на відміну від компресійних установок цикл здійснюється за допомогою не одного, а двох робочих речовин: **холодильного агента** та **абсорбента**. Ці речовини повинні мати значну різницю в температурах кипіння за однакового тиску.

Найбільше поширення сьогодні мають водоаміачні абсорбційні установки, у яких аміак служить **холодоагентом**, а вода – **абсорбентом**.

Схему абсорбційної холодильної установки показано на рис. 1.73.

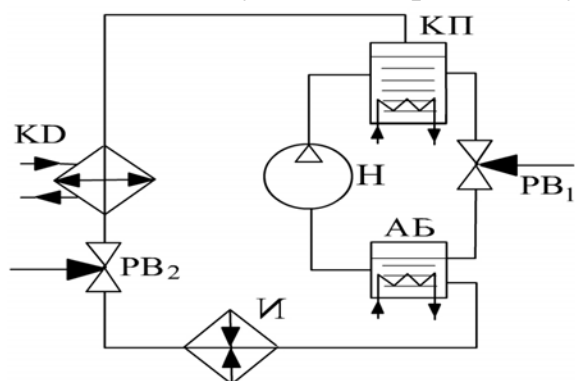


Рис. 1.73. Схема абсорбційної холодильної установки КП – кип'ятильник; РВ₁ і РВ₂ – регулювальні вентиля; АБ – абсорбер; Н – насос; КД – конденсатор; И – випарник

У баку генератора відбувається випарювання з насиченого водоаміачного розчину за рахунок підведення зовнішньої питомої теплоти q_0 (під час підігрівання його водяною парою) до холодильного агента – аміаку, за постійного тиску p_1 . Пара аміаку, яка отримана, спрямовується до конденсатора, де вона віддає питому теплоту q_1 воді, яка охолоджує конденсатор, і конденсується за тиску $p_1 = \text{const}$. Конденсат аміаку спрямовується до дросельного вентиля, де тиск знижується від p_1 до p_2 , а температура від t_1 до t_2 з утворенням парорідинної суміші, яка спрямовується до випарника холодильної камери. У холодильній камері до холодильного агента підводиться теплота, яка відбирається від продукту q_2 за тиску p_2 . Пара аміаку, яка утворюється при цьому, відводиться в абсорбер. З метою підвищення розчинності аміаку, слабкий розчин бака-абсорбера безупинно охолоджується проточною водою. Отриманий насичений водоаміачний розчин безупинно подається за допомогою насоса з бака-абсорбера, з метою підтримки необхідної концентрації аміаку у баку-генераторі.

Таким чином в абсорбційній холодильній установці замість стиснення холодоагента в компресорі відбувається процес десорбції, тобто виділення з розчину холодоагента.

Абсорбційні холодильні установки мають порівняно низьку термодинамічну ефективність, але внаслідок простоти устрою (відсутність компресора) і надійності в експлуатації знайшли широке застосування. Особливо перспективні в сільському господарстві геліоабсорбційні холодильні машини, в тому числі під час роботи в режимі теплового насоса і кондиціонера повітря.

Цикл пароежекторної холодильної установки. У якості холодильного агента в таких установках використовується вода. Як холодоагент вода має декілька цінних якостей. Вона має високу теплоту паротворення (майже вдвічі більше ніж у NH_3 , і в 10 разів більше, ніж у CO_2), нешкідлива, безпечна і дешева. Проте, вона непридатна до використання в якості холодоагента в парокомпресійних установках. Це пов'язано з необхідністю створення дуже малих тисків для одержання низьких температур випаровування, що практично неможливо в поршневій машині через великі значення питомих обсягів пари (наприклад, при $t = 0^\circ C$ і $p = 0,6$ кПа, $v = 20,6$ м³/кг).

Технологічний цикл включає такі процеси. Холодоагент (вода) проходить під впливом насоса трубами теплообмінника, розташованого в охолоджуваному помешканні і віднімає теплоту. Підігріта вода надходить потім до випарника, де за допомогою ежектора підтримується глибокий вакуум. Вода випаровується і температура її знову знижується. За допомогою насоса вона знову спрямовується в труби теплообмінника і процес повторюється. Утворена у випарнику пара відсмоктується ежектором, стискується і спрямовується в конденсатор, звідки насосом конденсат подається в паровий котел. Котел виробляє пару тиском 0,4...0,6 МПа, який

необхідний для роботи ежектора. Для поповнення випарника водою частина конденсату перепускається в нього через дросельний вентиль.

В установках для кондиціонування повітря, які використовуються у виробничих і житлових будинках, повітря охолоджують зазвичай до 12⁰С, для чого потрібен тиск у випарнику 1,4 кПа.

Холодильним коефіцієнтом пароежекторної установки називаються відношення кількості тепла, що віднімається у 1 кг води в охолоджуваному помешканні, до кількості тепла, що втрачається на одержання 1 кг свіжої пари в котлі:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1}. \quad (1.304)$$

Середнє значення ε знаходяться в межах 0,7...0,8.

Перевагою пароежекторних установок є їхня вибухобезпечність, відсутність шкідливих виділень і простота виготовлення. Недолік – велика витрата охолоджуваної води.

У якості холодильних агентів у пароежекторних холодильних установках крім води можуть бути й інші холодоагенти, наприклад, фреон-113 ($C_2F_3Cl_3$).

1.3.4. Цикл теплових насосів

Теплові насоси відносять до трансформаторів, які підвищують потенціал теплової енергії і здійснюють передання теплоти з навколишнього середовища (джерело теплоти з низькою температурою) до об'єкта з

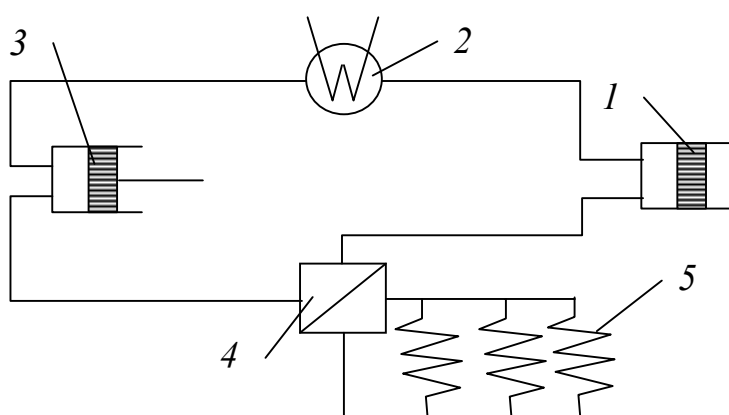


Рис. 1.74. Схема теплового насоса: 1 – компресор; 2 – конденсатор; 3 – дросельний вентиль; 4 – випарник; 5 – теплоприймач, який розташовано в зовнішньому середовищі

більш високою температурою. Джерелом теплоти низької температури для теплового насоса можуть бути зовнішня атмосфера, вода водоймів, теплота термальних вод, охолоджувальна вода конденсаторів або компресорів, повітря, що видаляється з помешкань, ферм тощо.

Тепловий насос можна розглядати як

різновид холодильної установки, що працює в інших межах температури і корисним ефектом якої є використання теплоти конденсатора. Зокрема, якщо для холодильних установок навколишнє середовище є теплоприймачем

мачем, то для теплового насоса навколишнє середовище служить джерелом теплоти.

У випарнику холодильний агент випаровується за рахунок теплоти, підведеної з навколишнього середовища, за допомогою теплоприймача, який розташовано в зовнішньому середовищі – 5, потім надходить у компресор – 1. Під час випаровування холодоагент відбирає деяку кількість теплоти. Після стиснення в компресорі холодоагент подається в конденсатор – 2. Охолоджувальна вода конденсатора використовується як джерело теплоти і надходить до об'єкта, що обогрівається (наприклад, до системи опалення), а конденсат через дросельний вентиль – 3 надходить у випарник – 4 і цикл повторюється.

Ефективність теплового насоса оцінюється коефіцієнтом перетворення або опалювальним коефіцієнтом:

$$\psi = \frac{q_1}{l_y} = \frac{q_2 + q_y}{l_y} = \varepsilon + 1, \quad (1.305)$$

де ψ – опалювальний коефіцієнт;

$q_1 = q_2 + l_y$ – кількість теплоти, яка підводиться до об'єкта, що нагрівається;

l_y – робота в компресорі;

ε – холодильний коефіцієнт.

Середнє значення опалювального коефіцієнта ψ становить 3...7.

Теплові насоси дозволяють підвищити ефективність використання поновлюваних і вторинних енергетичних ресурсів.

Контрольні запитання та приклади

1. Дайте визначення основних параметрів стану робочого тіла.
2. Назвіть основні одиниці виміру параметрів стану.
3. Дайте визначення Закону Бойля-Маріотта.
4. Дайте визначення Закону Гей-Люссака.
5. Дайте визначення Закону Шарля.
6. Дайте визначення об'єднаному закону Бойля-Маріотта і Гей-Люссака.
7. Проаналізуйте характеристичне рівняння стану ідеальних газів.
8. Дати визначення кіломоля газу, перелічити його властивості.
9. Сформулювати закон Авогадро.
10. Пояснити фізичний зміст газової сталої.
11. Як визначити газову сталу?
12. Як привести об'єм газу до нормальних умов?
13. Способи завдання складу суміші газів.
14. Що називається масовою часткою?
15. Що називається об'ємною часткою?
16. Дайте визначення закону Дальтона.

17. Проаналізуйте співвідношення між масовими й об'ємними частками.
18. Як визначити середню молекулярну масу.
19. Як розрахувати газову сталу суміші?
20. Що називається парціальним тиском і як його розрахувати?
21. Як привести об'єм газу до нормальних умов?
22. Сформулювати другий закон термодинаміки.
23. Який процес називається круговим ?
24. З яких термодинамічних процесів складається цикл Карно ?
25. Зобразіть графічно цикл Карно.
26. Як визначається термічний к.к.д. циклу Карно ?
27. Як визначити зміну ентропії в термодинамічних процесах.
28. Зобразіть цикл ДВЗ із підводом теплоти при $p=const$ у координатах $p-v$ і $T-S$.
29. Зобразіть цикл ДВЗ із підводом теплоти при $V=const$ у координатах $p-v$ і $T-S$.
30. Зобразіть цикл ДВЗ із підводом теплоти при $T=const$ в координатах $p-v$ і $T-S$.
31. Перерахуйте величини, від яких залежить термічний к.к.д. поршневого двигуна.
32. Перерахувати стани водяної пари.
33. Яка пара називається вологою насиченою?
34. Яка пара називається сухою насиченою?
35. Яка пара називається перегрітою?
36. Якими параметрами характеризується стан водяної пари?
37. Що називається ступенем сухості пари?
38. Проаналізуйте $p-v$ – діаграму водяної пари.
39. Проаналізуйте $T-s$ – діаграму водяної пари.
40. Проаналізуйте $h-s$ – діаграму водяної пари.
41. Проаналізуйте діаграму паросилової установки, що працює за циклом Карно?
42. Проаналізуйте діаграму паросилової установки, що працює за циклом Ренкіна?
43. Дайте визначення термічного к.к.д. паросилової установки.
44. Проаналізуйте, як впливають початкові і кінцеві параметри стану на термічний к.к.д. циклу паросилової установки.
45. Проаналізуйте, якими величинами характеризується вологе повітря?
46. Дайте визначення абсолютної вологості повітря.
47. Дайте визначення відносної вологості повітря.
48. Дайте визначення вологовмісту повітря.
49. Як за допомогою $H-d$ – діаграми визначити температуру точки роси для повітря заданого стану?

50. Як за допомогою $H-d$ – діаграми визначити температуру адіабатного насичення і температуру мокрого термометра вологого повітря? Яка з цих температур вища і чому?
51. Зобразити цикл компресора в координатах $p-v$.
52. Зобразити процес багатоступінчастого стиску газу в координатах $p-v$.
53. Дати визначення питомої теплоємності?
54. Проаналізувати залежність теплоємності?
55. Як визначити масову теплоємність?
56. Як визначити об'ємну теплоємність?
57. Як визначити теплоємність за відомої залежності її від температур?
58. Як визначається теплоємність газової суміші?
59. Поясніть сутність першого закону термодінаміки.
60. Аналітичний вираз першого закону термодінаміки для ізохорного процесу?
61. Яким основним газовим законом описується ізохорний процес?
62. Дати визначення ізобарному процесу?
63. Проаналізуйте ізобарний процес у координатах $p-v$, $T-s$.
64. Дати визначення ізотермічному процесу?
65. Яким основним газовим законом описується ізотермічний процес?
66. Дати визначення адіабатному процесу?
67. Які співвідношення параметрів в адіабатному процесі.
68. Які співвідношення параметрів у політропному процесі.

Приклад 1. Газова суміш знаходиться в посудині об'ємом 100 л під надлишковим тиском 8 бар. Об'ємний склад суміші такий:

$$r_{CO_2} = 15\%, \quad r_{O_2} = 53\%, \quad r_{N_2} = 32\%.$$

Визначити парціальні тиски і масу суміші, якщо $t=50^\circ C$.

Рішення:

- парціальні тиски $P_i = P_{CM} \cdot r_i$,

1. $P_{CO_2} = (8+1) 10^5 \cdot 0,15 = 1,35 \cdot 10^5 \text{ Па}$,

2. $P_{N_2} = (8+1) 10^5 \cdot 0,32 = 2,88 \cdot 10^5 \text{ Па}$,

3. $P_{O_2} = (8+1) 10^5 \cdot 0,53 = 4,76 \cdot 10^5 \text{ Па}$;

перевірка: $1,35 \cdot 10^5 + 2,88 \cdot 10^5 + 4,76 \cdot 10^5 = 9 \cdot 10^5 \text{ Па}$,

- маса суміші $\mu_{CM} = \sum_i^n \mu_i r_i$,

$$\mu_{CM} = \sum_i^n \mu_i r_i = 44 \cdot 0,15 + 28 \cdot 0,32 + 32 \cdot 0,53 = 32,6 \text{ кг / Кмоль},$$

$$P_{CM} \cdot V_{CM} = M_{CM} \cdot R_{CM} \cdot T,$$

$$M_{CM} = \frac{P_{CM} \cdot V_{CM}}{R_{CM} T} = \frac{9 \cdot 10^5 \cdot 0,1 \cdot 32,6}{8314 \cdot (273 + 50)} = 1,1 \text{ кг.}$$

Відповідь: $P_{CO_2} = 1,35 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $P_{N_2} = 2,88 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $P_{O_2} = 4,76 \cdot 10^5 \text{ Па}$,
 $M_{CM} = 1,1 \text{ кг}$

Приклад 2. Газова суміш складається за об'ємом з 21 частини водню, 26 частин азоту і 53 частин кисню. Визначити газову сталу і масовий склад суміші.

Рішення:

$$1. \quad \mu_{CM} = \sum_i^n \mu_i r_i = 2 \cdot 0,21 + 28 \cdot 0,26 + 32 \cdot 0,53 = 24,7 \text{ кг} / \text{К} \cdot \text{моль},$$

$$R_{CM} = \frac{8314}{\mu_{CM}} = \frac{8314}{24,7} = 337 \frac{\text{Дж}}{\text{кгК}},$$

$$2. \quad g_i = \frac{R_{CM}}{R_i} \cdot r_i = \frac{\mu_i}{\mu_{CM}},$$

$$r_{H_2} = \frac{2}{24,7} \cdot 0,21 = 0,017,$$

$$r_{N_2} = \frac{2}{24,7} \cdot 0,26 = 0,295,$$

$$r_{O_2} = \frac{32}{24,7} \cdot 0,53 = 0,688,$$

Перевірка: $0,017 + 0,295 + 0,688 = 1$.

Відповідь: $R_{CM} = 337 \frac{\text{Дж}}{\text{кгК}}$, $r_{H_2} = 0,017$, $r_{N_2} = 0,295$, $r_{O_2} = 0,688$.

Приклад 3. Знайти зміну ентропії 1 кг повітря за постійного надлишкового тиску $P_m = 0,21 \text{ МПа}$ і зміни температури від 0°C до 980°C .

Рішення:

$$S_2 - S_1 = C_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} = \frac{29,1}{29} \cdot \ln \frac{1273}{273} - 0,287 \cdot \ln \frac{0,21 + 0,1}{0,1} = 1,22 \frac{\text{Дж}}{\text{кгК}}.$$

Відповідь: $\Delta S = 1,22 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$.

Приклад 4. У результаті здійснення кругового процесу отримана корисна робота дорівнює 80 кДж, а холодильнику віддано 50 кДж тепла. Визначити термічний к.к.д. циклу.

$$\text{Рішення: } \eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}; \eta = \frac{Q_0}{Q_1}.$$

$$Q_0 = 80 \text{ кДж}; \quad Q_1 = Q_2 + Q_0; \quad Q_2 = 50 \text{ кДж},$$

де Q_1 – підведене тепло.

$$\eta_t = \frac{80}{80 + 50} = 0,615.$$

Відповідь: $\eta_t = 0,615$.

Приклад 5. Робоче тіло (однорідний газ або суміш двох газів, задана об'ємними частками r_1 і r_2) здійснює ідеалізований цикл двигуна внутрі-

шнього згоряння, у якому адіабатний стиск і розширення робочого тіла замінені політропами з показниками політропи n_1 і n_2 .

Дослідити зміну тиску P , об'єму V , температури T і ентропій S у всіх точках циклу. Зміну внутрішньої енергії, теплоту, і роботу у кожному процесі циклу Карно за різних значень показників політропи n_1 і n_2 .

Алгоритм розрахунку:

Визначити вдавану молекулярну масу суміші газів: $\mu_{cm} = r_1\mu_1 + r_2\mu_2$.

Визначити газову сталу суміші газів: $R = \frac{8314}{\mu_m}$.

Визначити об'єм газу в точці 1: $V_1 = \frac{MRT_1}{P_1}$.

Визначити об'єм газу в точці 2: $V_2 = \frac{V_1}{\varepsilon}$.

Визначити тиск газу в точці 2: $P_2 = \varepsilon \cdot P_1$.

Визначити температуру газу в точці 3: $T_3 = T_2 \cdot \lambda$.

Визначити температуру газу в точці 4: $T_4 = T_3 \cdot p$.

Визначити об'єм газу в точці 4: $V_4 = V_3 \cdot p$.

Визначити об'єм газу в точці 5: $V_5 = V_1$.

Визначити тиск газу в точці 5: $P_5 = P_4 \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{n_2-1}$.

Визначити температуру газу: в точці 5: $T_5 = T_4 \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{n_2-1}$.

Визначити масову частку першого газу: $g_1 = r_1 \frac{\mu_1}{\mu_{cm}}$.

Визначити масову частку другого газу: $g_2 = r_2 \frac{\mu_2}{\mu_{cm}}$.

Визначити масову теплоємність першого газу за постійного обсягу:

$$Cv_1 = \frac{\mu Cv_1}{\mu_1}$$

Визначити масову теплоємність другого газу за постійного обсягу:

$$Cv_2 = \frac{\mu Cv_2}{\mu_2}$$

Визначити масову теплоємність суміші газів за постійного обсягу:

$$Cv_{cm} = g_1 Cv_1 + g_2 Cv_2$$

Визначити масову теплоємність суміші газів за постійного тиску:

$$Cp_{cm} = Cv_{cm} + R$$

Визначити показник адіабати: $K = \frac{Cp_{cm}}{Cv_{cm}}$.

Визначити теплоту в процесі 1-2: $Q_{1-2} = MCv \frac{n_1 - k}{n_1 - 1} (T_2 - T_1)$.

Визначити зміну внутрішньої енергії в процесі 1-2:

$\Delta U_{1-2} = MCv(T_2 - T_1)$. Визначити об'єм суміші за нормальних умов:
($T_H = 273 \text{ К}$; $P_H = 0,101 \cdot 10^6 \text{ Па}$).

Визначити ентропію в точці 1: $S_1 = M(Cv \ln \frac{T_1}{T_2} + R \ln \frac{V_1}{V_H})$.

Визначаємо роботу в процесі 1-2: $L_{1-2} = \frac{MR}{n_1 - 1}(T_1 - T_2)$.

Визначити теплоту в процесі 2-3: $Q_{2-3} = MCv(T_3 - T_2)$.

Визначити зміну внутрішньої енергії в процесі 2-3:

$\Delta U_{2-3} = MCv(T_3 - T_2)$.

Визначити ентропію в точці 2: $S_2 = M(Cv \ln \frac{T_2}{T_H} + R \ln \frac{V_2}{V_H})$.

Визначити роботу в процесі 2-3: $L_{2-3} = 0$.

Визначити кількість теплоти у процесі 3-4: $Q_{3-4} = MCp(T_4 - T_3)$.

Визначити зміну внутрішньої енергії в процесі 3-4: $U_{3-4} = MCp(T_4 - T_3)$.

Визначити ентропію в точці 3: $S_3 = M(Cv \ln \frac{T_3}{T_H} + R \ln \frac{V_3}{V_H})$.

Визначити роботу в процесі 3-4: $L_{3-4} = MR(T_4 - T_3)$.

Визначити теплоту в процесі 4-5: $Q_{4-5} = MCv \frac{n_2 - k}{n_2 - 1}(T_5 - T_4)$.

Визначити зміну внутрішньої енергії в процесі 4-5:

$\Delta U_{4-5} = MCv(T_5 - T_4)$. Визначити ентропію в точці 4: $S_4 = M(Cv \ln \frac{T_4}{T_H} + R \ln \frac{V_4}{V_H})$.

Визначити роботу в процесі 4-5: $L_{4-5} = \frac{MR}{n_2 - 1}(T_4 - T_5)$.

Визначити зміну внутрішньої енергії в процесі 5-1:

$\Delta U_{5-1} = MCv(T_1 - T_5)$.

Приклад 6. Суміш газів із початковою температурою $t = 27^\circ \text{C}$ стискується в одноступінчастому поршневному компресорі від тиску $P_1 = 0,1 \text{ МПа}$ до тиску P_2 . Стиснення може відбуватися за ізотермою, адіабатою і політропою з показником політропи n . Дослідити для кожного з трьох процесів стиснення температуру газу t_2 , відведене від суміші тепло Q , кВт, зміну внутрішньої енергії й ентропії суміші і теоретичної потужності компресора, якщо його видатність G . Зобразити процеси стиску в p - v і T - s – діаграмах.

Дані, необхідні для рішення задачі, вибрати з таблиці 3.1.

Розрахунок зробити без урахування залежності теплоємності від температури.

Алгоритм розрахунку:

Визначаємо масові частки компонентів суміші:

$\Delta U_{5-1} = MCv(T_1 - T_5)$.

Визначити молекулярну масу суміші: $\mu = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\mu_i}} = \frac{1}{\frac{0,5}{28} + \frac{0,5}{44}} = 34,2 \frac{\text{Дж}}{\text{кгК}}$.

Визначити газову постійну суміші: $R_{CM} = \frac{8314}{\mu_{CM}} = \frac{8314}{34,2} = 243 \frac{\text{Дж}}{\text{кгК}}$,

та відведене від суміші тепло: $Q = GRT \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right)$.

Зміна внутрішньої енергії $\Delta U = GCv\Delta t = 0$;

Зміна ентропії $\Delta S R \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) = 243 \ln \frac{0,1}{0,8} = -50,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кгК}}$.

Теоретична потужність компресора

$$N_r = GRT \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) = 0,306 \cdot 243 \cdot \ln \frac{0,8}{0,1} = 46387 \frac{\text{Дж}}{\text{с}} = 46,4 \text{кВт}.$$

Політропний процес:

$$\text{Кінцева температура } T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 300 \left(\frac{0,8}{0,1}\right)^{\frac{1,22-1}{1,22}} = 473 \text{К}.$$

Відведене тепло від суміші:

$$Q = GCv \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) = 0,306 \cdot 0,702 \frac{1,22-1}{1,22-1} (473 - 300) = 29,4 \frac{\text{кДж}}{\text{с}} (\text{кВт}).$$

Теоретична потужність компресора:

$$N_T = \frac{n}{n-1} GRT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

$$N_T = 0,306 \cdot 243 \cdot 300 \frac{1,22}{1,22-1} \left[\left(\frac{0,8}{0,1}\right)^{\frac{1,22-1}{1,22}} - 1 \right] = 5628 \frac{\text{Дж}}{\text{кгК}} = 56 \text{кВт}.$$

Приклад 7. У паросиловій установці 1 кг пари адіабатно розширюється від початкових параметрів $p_1 = 2,55 \text{ МПа}$, $t_1 = 370^\circ\text{C}$ до $p_2 = 0,097 \text{ МПа}$. Визначити роботу пари в процесі і параметри в точці 2 (t_2 , v_2 , h_2 , s_2 , u_2 , x_2).

Рішення:

У адіабатному процесі (при $q = 0$) робота може бути знайдена з виразу:

$$1 = -\Delta u = -(u_2 - u_1) = (u_1 - u_2).$$

Необхідно знайти значення внутрішньої енергії в точках 1 і 2 за $h-s$ – діаграмою визначимо розташування точки 1 і знайдемо необхідні для обчислення значення і параметри (h_1 , v_1).

$$h_1 = 3163 \text{кДж/кг}; \quad v_1 = 0,12 \text{м}^3 / \text{кг}, \text{ тоді}$$

$$u_1 = h_1 - p_1 v_1 = \frac{3163 - 2,55 \cdot 10^6 \cdot 0,12}{10^3} = 2863 \text{кДж/кг}$$

Для визначення розташування точки 2 із точки 1 проведемо лінію, перпендикулярну осі ентропії (тому що процес адіабатний) до перетинання ізобарою 0,097 МПа. Для цієї точки одержимо:

$$v_1 = 0,12 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Тоді робота в процесі буде:

$$u_1 = h_1 - p_1 v_1 = \frac{3163 - 2,55 \cdot 10^6 \cdot 0,12}{10^3} = 2863 \text{ кДж / кг}$$

Приклад 8. Для сушіння використовують повітря за $t_1 = 20^\circ\text{C}$ і $\varphi_1 = 60\%$. У калорифері його підігрівають до $t_2 = 95^\circ\text{C}$ і спрямовують до сушарки, відкіля воно виходить за $t_3 = 35^\circ\text{C}$. Визначити кінцевий вологовміст повітря, витрату повітря і теплоту на 1 кг випарованої вологи.

Рішення:

За допомогою $h-d$ – діаграми знаходимо точку 1 на перетинанні ліній $t_1 = 20^\circ\text{C}$ і $\varphi_1 = 60\%$ і для неї визначаємо $d_1 = 8,9$ г/кг і $h_1 = 42,7$ кДж/кг.

Проводимо лінію $d = \text{const}$ із точки 1 до перетинання з ізотермою $t_2 = 95^\circ\text{C}$. Точка перетинання 2 характеризує стан повітря на виході з калорифера.

З точки 2 проводимо лінію $h = \text{const}$ до перетинання з ізотермою $t_3 = 35^\circ\text{C}$. Точка перетинання 3 характеризує стан повітря на виході із сушарки:

$$d_3 = 33 \text{ г/кг}, h_3 = 120 \text{ кДж/кг}.$$

Визначаємо зміну вологовмісту вологого повітря, віднесене до 1 кг сухого повітря:

$$\Delta d = d_3 - d_1 = 33 - 8,9 = 24,1 \text{ г/кг};$$

Визначаємо витрату сухого повітря на випар 1 кг вологи:

$$l = \frac{1000}{d_3 - d_1} = \frac{1000}{24,1} = 41,5 \text{ г/кг};$$

Витрата тепла в калорифері на 1 кг повітря:

$$\Delta H = H_3 - H_1 = 120 - 42,7 = 77,3 \text{ кДж / кг};$$

Витрата тепла на 1 кг випарованої вологи (тобто на 41,5 кг сухого повітря):

$$q = l \Delta H = 41,5 \cdot 77,3 = 3208 \text{ кДж / кг}.$$

Приклад 9. Визначити об'ємну теплоємність азоту за $u = \text{const}$, і масову теплоємність CO_2 за $p = \text{const}$ (а також для H_2 ; O_2 ; N_2 ; CO_2 ; CO ; H_2O ; CH_4 ; повітря; He).

Рішення:

$$C_{v\text{H}_2} = \frac{\mu C_v}{22,4} = \frac{5}{22,4} = 0,223 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \text{К}} = 0,223 \cdot 4,186 = 0,934 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \text{К}},$$

$$C_{p\text{CO}_2} = \frac{\mu C_p}{\mu} = \frac{9 \cdot 4,186}{44} = 0,857 \frac{\text{кДж}}{\text{кгК}}.$$

Приклад 10. 8 м³ азоту нагрівають за постійного тиску $P_m = 6$ бар від $t_1 = 40^\circ\text{C}$ до $t_2 = 130^\circ\text{C}$. Знайти кількість підведеної теплоти за масовою теплоємністю.

Рішення:

$$p \cdot V = M \cdot R \cdot T \quad C_{p\text{CO}_2} = \frac{\mu C_p}{\mu} = \frac{9 \cdot 4,186}{44} = 0,857 \frac{\text{кДж}}{\text{кгК}},$$

$$Q = 60 \cdot \frac{7}{28} \cdot (130 - 40) = 1350 \text{ ккал} = 1350 \cdot 4,186 = 5660 \text{ кДж}.$$

Приклад 11. Кисень у кількості 8 кг нагрівають за постійного об'єму від 60 до 200°C. Визначити абсолютний тиск кисню після нагрівання і кількість витрат теплоємності, якщо $P_1 = 3 \text{ атм}$.

Рішення:

$$1. \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1}; \quad P_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} = 3 \frac{220 + 273}{60 + 273} = 4,44 \text{ атм}$$

$$2. Q = MCv(t_2 - t_1) = M \frac{\mu C_v}{\mu} (t_2 - t_1) = 8 \frac{5 \cdot 4,19}{32} (220 - 60) = 840 \text{ кДж}$$

Приклад 12. Повітря в кількості 8 кг за $t = 17^\circ \text{C}$ ізотермічно розширюється. Початковий тиск $p_1 = 10 \text{ бар}$, кінцеве $p_2 = 3 \text{ бара}$. Визначити об'єм на початку і наприкінці розширення, зроблену роботу і кількість підведеної теплоти.

Рішення:

$$V_t = \frac{MRT}{P_1} = \frac{8 \cdot 8314 \cdot (273 + 17)}{10 \cdot 10^5 \cdot 29} = 0,66 \text{ м}^3,$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{V_1}{V_2}; \quad V_2 = \frac{V_1 \cdot P_1}{P_2} = \frac{0,66 \cdot 10}{3} = 2,2 \text{ м}^3,$$

$$L = MRT \ln \frac{P_1}{P_2} = 8 \cdot 287 \cdot 290 \cdot \ln \frac{10}{3} = 800 \text{ кДж},$$

$$Q = L; \text{ тому, що } \Delta V = 0; \quad Q = 800 \text{ кДж}.$$

Приклад 13. Кисень у кількості 10 кг за абсолютного тиску $p_1 = 2 \text{ бара}$ і температури $t_1 = 27^\circ \text{C}$ (адіабатно стискується до абсолютного тиску 12 бар). Визначити кінцевий об'єм, кінцеву температуру і роботу, витрачену на стиск.

Рішення:

$$k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{7}{5} = 1,4,$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (273 + 27) \cdot \left(\frac{12}{2} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 502 \text{ K},$$

$$pV_2 = MRT_2, \quad V_2 = \frac{MRT_2}{P_2} = \frac{10 \cdot 8314 \cdot 502}{12 \cdot 10^5 \cdot 32} = 1,089 \text{ м}^3,$$

$$L = M \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = 10 \cdot \frac{260}{1,4-1} (300 - 502) = -1312000 \text{ Дж} = -1312 \text{ Дж}.$$

Приклад 14. 20 кг повітря від початкового стану з тиском $p_1=2$ бара і температурою $t_1=50^\circ\text{C}$ стискується до кінцевого стану зі зменшенням об'єму у 3 рази. Знайти початкові і кінцеві параметри стану, кількість теплоти, роботу і зміну внутрішньої енергії для політропного процесу $n = 1,2$.

Рішення:

$$V_1 = \frac{MRT_1}{P_1} = \frac{20 \cdot 8314 - 323}{29 \cdot 2,6 \cdot 10^5} = 7,14 \text{ м}^3,$$

$$V_2 = \frac{V_1}{3} = \frac{7,14}{3} = 2,38 \text{ м}^3,$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n = P_1 \cdot 3^{1,2} = 9,75 \text{ бар} = 9,75 \cdot 10^5 \text{ Па},$$

$$T_2 = \frac{P_2 V_2}{RM} = \frac{9,75 \cdot 10^5 \cdot 2,38 \cdot 29}{20 \cdot 8314} = 403 \text{ К},$$

$$L = \frac{1}{n-1} (P_1 V_1 - P_2 V_2) = \frac{10^5}{1,2-1} (2,6 \cdot 7,14 - 9,75 \cdot 2,38) = -2300 \text{ Дж},$$

$$Q = M \left(C_v \frac{n-k}{n-1} \right) \cdot (T_2 - T_1) = 20 \frac{5 \cdot 4,19}{29} \cdot \frac{1,2-1,4}{1,2-1,0} (404 - 323) = 1150 \text{ кДж},$$

$$Q = \Delta U + L = 1150 - 2300 = -1150 \text{ кДж}.$$

РОЗДІЛ 2. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТЕПЛОМАСООБМІНУ

2.1. Загальні відомості з теорії тепломасообміну

2.1.1. Основні положення

Теорією теплопередачі, або теплообміну, називається вчення про процеси поширення теплоти в просторі з неоднорідним полем температур. У процесі теплової взаємодії між тілами теплота переходить від тіла з більш високою температурою до тіла з більш низькою температурою. За відсутності різниці температур процес теплообміну припиняється і настає тепла рівновага.

Розрізняють три способи поширення теплоти: *теплопровідність, конвекція і теплове випромінювання*.

Теплопровідність – це перенесення теплоти, що здійснюється за допомогою теплового руху структурних часток речовини (атомів, молекул, електронів). У газоподібних тілах поширення теплоти теплопровідністю відбувається внаслідок обміну енергією в разі зіткнення молекул, що мають різну швидкість теплового руху. У металах такими структурними частками є вільні електрони, у рідинах і твердих тілах (діелектриках) теплота переноситься шляхом безпосередньої передачі теплового руху молекул і атомів сусіднім часткам речовини у формі пружних хвиль.

Конвекцією називається рух окремих макрооб'ємів рідини або газу під дією сил різної природи. Надалі обидва середовища об'єднаємо одним поняттям "рідина" (теплоносій). Якщо рух рідини викликаний різницею щільностей холодних і нагрітих макрооб'ємів у полі гравітаційних сил, то його називають *вільним (вільна конвекція)*. У цьому випадку нагріті шари рідини завдяки дії архімедової піднімальної сили рухаються нагору, а охолоджені – донизу. Змушений рух виникає під дією побудника руху: насоса, вентилятора і таке інше. Якщо конвекція здійснюється в середовищі з нерівномірним розподілом температури, то переміщення макрооб'ємів призводить до перенесення теплоти, тобто до *конвективного теплообміну*. За наявності в теплоносії нерівномірного розподілу температур, швидкостей і концентрації речовини відбувається одночасне перенесення теплоти, кількості руху і речовини.

Перенесення теплоти випромінюванням – це складне явище, що складається з випромінювання енергії тілом, поширення її в просторі електромагнітними хвилями і поглинання іншими тілами. Такий вид перенесення теплоти називається *теплообміном випромінювання (радіаційним теплообміном)*.

Зазвичай перенесення теплоти здійснюється водночас різними способами (*складний теплообмін*). Так, конвективне перенесення теплоти завжди супроводжується теплопровідністю.

Спільний процес перенесення теплоти конвекцією і теплопровідністю називається **конвективним теплообміном**. **Тепловіддача** – конвективний теплообмін між середовищем, що рухається, (теплоносієм) і поверхнею розділу з іншим середовищем (найчастіше твердим тілом). Якщо тепловіддача супроводжується тепловим випромінюванням, то такий вид теплообміну називається **радіаційно-конвективним**.

Теплообмін між двома теплоносіями крізь роздільну їх стінку називається **теплопередачею**. При цьому теплота від теплоносія до стінки і від стінки до теплоносія передається теплопередачею, або **радіаційно-конвективним** теплообміном, а через тверду стінку – теплопровідністю.

Більш широко термін **теплопередача** охоплює загальне вчення про перенесення теплоти.

Багато процесів перенесення теплоти супроводжуються перенесенням речовини – **масообміном**, що проявляється у встановленні рівноважної концентрації речовини. Спільне протікання процесів теплообміну і масообміну називається **тепломасообміном**.

Температурне поле і тепловий потік. Процес перенесення теплоти обумовлюється наявністю різниці температур. Температурний стан тіла, або системи тіл характеризується **температурним полем**, під яким розуміємо сукупність миттєвих значень температур у всіх точках простору.

У загальному випадку рівняння стану температурного поля має вигляд:

$$t=f(x,y,z,\tau), \quad (2.1)$$

де t – температура;
 x, y, z – координати;
 τ – час.

Таке температурне поле називається **нестационарним**. Якщо температура з часом не змінюється, то температурне поле називається **стационарним**. Тоді:

$$t=f(x,y,z); \partial t/\partial \tau=0. \quad (2.2)$$

Температура може бути функцією однієї, двох і трьох координат; відповідно температурне поле буде одно-, дво- і тривимірним. Найбільш простий вигляд має рівняння одномірного стационарного температурного поля:

$$t = f(x). \quad (2.3)$$

Якщо з'єднати між собою всі точки тіла, що мають однакову температуру, то одержимо поверхню рівних температур, яку називають **ізотермічною**. Ізотермічні поверхні не перетинаються; усі вони, або замикаються на себе, або закінчуються на границі тіла. Перетинання ізотермічних поверхонь площиною дає на ній сімейство ізотерм.

Інтенсивність зміни температури в будь-якому напрямку характеризується частковою похідною $\partial t/\partial l=0$, що приймає найбільше значення в напрямку нормалі n до ізотермічної поверхні. Застосування тут частинної

похідної обумовлене тим, що в загальному випадку температура може змінюватися не тільки в просторі, але і в часі.

$$(\partial t / \partial l)_{max} = \partial t / \partial n = grad t, \quad (2.4)$$

де $\partial t / \partial n$ – температурний градієнт.

Температурний градієнт є векторна величина, спрямована вздовж нормалі до ізотерми у бік збільшення температури.

Загальну кількість теплоти, передану в процесі теплообміну через ізотермічну поверхню площею F протягом часу τ , позначимо $Q\tau$. Кількість теплоти, переданої через розглянуту поверхню в одиницю часу, називають **тепловим потоком** $Q\tau$. Поверхнева щільність теплового потоку (**теплове навантаження**) q – тепловий потік через одиницю поверхні. Кількість теплоти, тепловий потік і його щільність зв'язані між собою співвідношеннями:

$$Q_\tau = \int_0^\tau \int_F q dF d\tau; \quad Q = \int_F q dF. \quad (2.5)$$

Розмірність цих величин відповідно ставить: $Q\tau$ – у джоулях (Дж), Q – у ватах (Вт), q – у ватах на квадратний метр (Вт/м²).

2.1.2. Закон Фур'є

Основним законом теплопровідності є запропонована Фур'є гіпотеза про пропорційність вектора щільності теплового потоку температурному градієнту:

$$q = - \lambda grad t = - \lambda \partial t / \partial n. \quad (2.6)$$

Знак "мінус" у рівнянні (2.6) відбиває протилежність напрямків векторів щільності теплового потоку і температурного градієнта. Множник пропорційності λ є фізичним параметром речовини і називається **коефіцієнтом теплопровідності**. В одиницях СІ він вимірюється у ватах на метр-кельвін [Вт/(м·К)].

Тепловий потік прямо пропорційний площі поверхні стінки F , різниці температур на обох її поверхнях Δt і зворотно пропорційний товщині стінки δ

$$\text{Враховуючи, що } \Delta t = t_{гор} - t_x, \quad (2.7)$$

розрахункова формула для щільності теплового потоку буде:

$$q = \lambda \cdot \frac{t_{гор} - t_{хол}}{\delta}, \frac{Вт}{м^2}. \quad (2.8)$$

Вектором щільності теплового потоку q називається вектор, спрямований по нормалі до ізотермічної поверхні у бік зменшення температури і чисельно рівний щільності теплового потоку на цій поверхні:

$$q = dQ\tau / (dF dt), \quad (2.9)$$

де $dQ\tau$ – елементарна витрата теплоти;

dF – площа елемента ізотермічної поверхні;

$d\tau$ – проміжок часу.

$$dQ_\tau = -\lambda \frac{\partial t}{\partial \tau} \cdot dF \cdot d\tau \quad (2.10)$$

$$Q = -\lambda \cdot F \cdot \frac{\Delta t}{\delta}. \quad (2.11)$$

Щільність теплового потоку під час тепловіддачі можна розраховувати, користаючись рівнянням Ньютона – Ріхмана:

$$q = \alpha(t_p - t_c) = \alpha \cdot \Delta t, \quad (2.12)$$

де t_p і t_c – температури теплоносія і стінки;

Δt – температурний напір,

α – коефіцієнт тепловіддачі.

Коефіцієнт пропорційності α в рівнянні (2.12) називається **коефіцієнтом тепловіддачі** і чисельно дорівнює щільності теплового потоку на поверхні теплообміну в разі різниці температур між теплоносієм і поверхнею, яка дорівнює одиниці. В одиницях СІ він виражається у ватах на квадратний метр-кельвін [Вт/(м²К)].

Рівняння (2.12) не відображає вплив усіх факторів на інтенсивність тепловіддачі: усі ці фактори повинні враховуватися коефіцієнтом тепловіддачі.

2.1.2.1. Диференціальні рівняння теплообміну

У загальному випадку теплообмін визначається не тільки тепловими, але і гідродинамічними явищами. Тому математичний опис задач теплообміну містить у собі диференціальні рівняння енергії, тепловіддачі, руху, безперервності, а також крайові умови, що конкретизують ту чи іншу задачу.

Рівняння енергії. Для виведення диференціального рівняння, що описує стан температурного поля в рідині, яка рухається, зробимо припущення, що рідина однорідна і ізотропна, її фізичні параметри постійні, внутрішні джерела теплоти рівномірно розподілені у всьому обсязі рідини. Під **внутрішніми джерелами теплоти** розуміють тепловиділення усередині тіла (виділення теплоти в результаті хімічних реакцій, під час проходження електричного струму тощо), які характеризуються об'ємною щільністю тепловиділення q_v – тепловим потоком, віднесеним до одиниці об'єму і вираженим у ватах на кубічний метр (Вт/м³).

Виділимо в потоці рідини нерухомий щодо координатної системи елементарний паралелепіпед з ребрами dx , dy , dz і позначимо кількість теплоти dQ'_x , dQ'_y , dQ'_z , що входить за час $d\tau$, а dQ''_x , dQ''_y , dQ''_z – кількість теплоти, що виходить, при цьому проекції швидкості руху середовища – w_x , w_y , w_z .

Вважаючи, що процес відбувається за постійного тиску (що характерно для більшості процесів тепловіддачі), на основі закону збереження

енергії маємо:

$$dQ_1 + dQ_2 = dQ_3, \quad (2.13)$$

де dQ_1 – теплота, внесена в елементарний паралелепіпед ззовні;

dQ_2 – внутрішнє тепловиділення;

dQ_3 – зміна ентальпії в елементарному паралелепіпеді.

Теплота, що входить до паралелепіпеда за напрямком осі Ox :

$$dQ'_x = q'_x dy dz d\tau, \quad (2.14)$$

де q'_x – щільність теплового потоку на вході до паралелепіпеда. Вихідна з паралелепіпеда теплота:

$$dQ''_x = q''_x dy dz d\tau = (q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx) dy dz d\tau \quad (2.15)$$

Різниця між кількістю теплоти, підведеної та відведеної з паралелепіпеда, уздовж осі Ox буде:

$$dQ_x = dQ'_x - dQ''_x = - \frac{\partial q_x}{\partial x} dx dy dz d\tau = - \frac{\partial q_x}{\partial x} dV d\tau, \quad (2.16)$$

де dV – об'єм паралелепіпеда.

Аналогічно визначаються різниці між кількістю теплоти підведеної та відведеної з паралелепіпеда уздовж осей Oy і Oz :

$$dQ_y = - \frac{\partial q_y}{\partial y} dV d\tau; \quad (2.17)$$

$$dQ_z = - \frac{\partial q_z}{\partial z} dV d\tau. \quad (2.18)$$

Загальна кількість теплоти, акумульована паралелепіпедом:

$$dQ_1 = dQ_x + dQ_y + dQ_z = - \left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \right) dV d\tau \quad (2.19)$$

Внутрішнє тепловиділення: $dQ_2 = q_v dV d\tau$.

Зміну ентальпії в елементарному паралелепіпеді виразимо через його масу ρdV , теплоємність c_p і збільшення температури $\frac{\partial t}{\partial \tau}$.

Враховавши це, якщо $\lambda = f(t)$, диференціальне рівняння енергії запишемо у вигляді:

$$c_p \rho dV \frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial z} \right) + q_v; \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{1}{c\rho} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial z} \right) \right] + \frac{q_v}{c\rho}, \quad (2.21)$$

де ρ – щільність, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);

c – питома теплоємність, Дж/(кг·К);

q_v – потужність внутрішніх джерел теплоти, кВт.

Величину:

$$\frac{\lambda}{\rho \cdot c} = a \left[\frac{m^2}{c} \right] \quad (2.22)$$

називають коефіцієнтом температуропровідності.

Коефіцієнт температуропровідності – характеризує швидкість вирівнювання температури в нерівномірно нагрітому тілі.

А у випадку $\lambda = const$ рівняння (2.21) матиме вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{dt}{d\tau} &= \lambda / c_p \rho \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + q_v / c_p \rho = \\ &= a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + q_v / c_p \rho. \end{aligned} \quad (2.23)$$

2.1.2.2. Рівняння тепловіддачі

Під час обтікання в'язкою рідиною твердої поверхні швидкість рідини на ній дорівнює нулю. Це умова "присипання" в'язкою рідини є наслідком того, що між поверхнею твердого тіла і рідиною діють сили молекулярного зчеплення, у результаті чого безпосередньо прилеглий до твердої стінки шар рідини стає нерухомим. Теплота через цей шар передається тільки теплопровідністю, і щільність теплового потоку можна виразити за законом Фур'є через температурний градієнт у шарі рідини і її коефіцієнт теплопровідності λ .

$$q = -\lambda \text{grad } t = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0}. \quad (2.24)$$

З іншого боку, цей же тепловий потік визначається рівнянням Ньютона – Ріхмана, яке використовують для теплообміну між твердим тілом і рідиною:

$$q_n = \alpha \cdot (T_p - T_{cm}) = \alpha (t_p - t_{cm}), \quad (2.25)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, який характеризує інтенсивність теплообміну на межі "тверде тіло – рідина", Вт/(м²·К).

Прирівнявши праві частини рівнянь (2.24) і (2.25), одержимо диференціальне рівняння тепловіддачі:

$$\alpha = - \frac{\lambda}{t_p - t_{cm}} \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0}. \quad (2.26)$$

Із рівняння (2.26) випливає, що для визначення коефіцієнта тепловіддачі необхідно знайти температурний градієнт середовища поблизу поверхні. Температурний градієнт може бути знайдений з диференціального рівняння енергії. Оскільки до цього рівняння входять складові швидкості, для визначення температурного поля необхідно ще скласти диференціальне рівняння, що дозволяє знайти поле швидкостей.

Рівняння руху. У класичній гідродинаміці рівняння руху в'язкої рідини, що не стискається, записується у формі диференціального рівняння

Нав'є – Стокса, яке виводиться на основі другого закону Ньютона. У проєкції на вісь Ox рівняння має вигляд:

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial \tau}{\partial x} + \frac{\partial \omega_x}{\partial y} + \frac{\partial \omega_x}{\partial z} \right) = \\ & = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 \omega_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial z^2} \right), \end{aligned} \quad (2.27)$$

де g_x – складова прискорення вільного падіння вздовж осі Ox ;

p – тиск середовища;

μ – динамічний коефіцієнт в'язкості (замість динамічного коефіцієнта в'язкості іноді зручніше користуватися кінематичним коефіцієнтом в'язкості $\nu = \mu / \rho$)

Ліва частина рівняння (2.27) характеризує інерційні сили потоку, перший член правої частини – дія сил ваги, другий – дія сил тиску, третій – дія сил в'язкого тертя. У цьому рівнянні не враховано залежність щільності рідини від температури

$$p = p_0 (1 + \beta \Delta t), \quad (2.28)$$

де ρ_0 і ρ – щільність рідини відповідно за температури t_0 і t ;

β – коефіцієнт об'ємного розширення (для ідеальних газів $\beta = 1/T$) K^{-1} ;

$$\Delta t = t - t_0. \quad (2.29)$$

Підставивши (2.28) у рівняння (2.27), остаточно одержимо:

$$\begin{aligned} & \rho_0 \left(\frac{\partial \tau}{\partial x} + \frac{\partial \omega_x}{\partial y} + \frac{\partial \omega_x}{\partial z} \right) = \\ & = \rho_0 g_x \beta \Delta t - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 \omega_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (2.30)$$

Перший член правої частини цього рівняння визначає піднімальну силу, що виникає через різницю щільностей холодних і нагрітих об'ємів рідини.

Аналіз показує, що для рішення задачі конвективного теплообміну до рівнянь енергії і руху необхідно додати ще одне рівняння. Таким рівнянням є рівняння безперервності.

Рівняння безперервності. Застосування закону збереження маси до елементарного об'єму рідини, що не стискається, дозволило одержати диференціальне рівняння безперервності:

$$\frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} = 0. \quad (2.31)$$

Умови однозначності. Диференціальні рівняння теплообміну описують класи фізичних явищ. Рішення цих рівнянь містять константи інтегрування і тому не є однозначними.

Під **класом** розуміють сукупність явищ однієї фізичної природи, описуваних тотожними диференціальними рівняннями. Для виділення з

класу конкретної задачі до диференціального рівняння необхідно приєднати математичний опис її особливостей. Ці додаткові дані, що характеризують конкретне одиничне явище, називаються **умовами однозначності**. Зазвичай умови однозначності виражаються сукупністю значень постійних величин – **параметрів задачі**. Параметри мають постійні значення для даного випадку й інші для інших випадків.

Існують наступні умови однозначності: **геометричні**, які характеризують форму і розміри тіла чи поверхні, що бере участь у теплообміні; **фізичні** – характеризують властивості тіл, що беруть участь у теплообміні; **граничні** – характеризують умови протікання процесу на межі тіла; **часові** – характеризують початковий стан системи за нестационарних процесів.

Система диференціальних рівнянь разом з умовами однозначності являє собою математичне формулювання задачі теплообміну. Так, задача теплопровідності містить у собі диференціальне рівняння енергії для нерухомого тіла ($w_x = w_y = w_z = 0$). Геометричні умови однозначності визначають форму і розміри тіла, фізичні – коефіцієнти тепло- і температуропровідності, граничні умови однозначності – умови взаємодії тіла з навколишнім середовищем (температура на поверхні тіла, щільність теплового потоку і таке інше).

Система рівнянь, що описують явище тепловіддачі, містить диференціальні рівняння енергії, тепловіддачі, руху і безперервності. При цьому геометричні умови однозначності визначають форму і розміри поверхні контакту теплоносія з тілом, фізичні умови – теплопровідність, в'язкість теплоносія й інші властивості, граничні умови – розподіл швидкостей і температур на межі досліджуваної системи. Для деяких задач теплообміну можуть бути отримані і більш складні системи диференціальних рівнянь і умов однозначності.

Основи теорії подібності. Рішення задач теплообміну зводиться до аналітичного або чисельного інтегрування диференціальних рівнянь за заданих умов однозначності. За аналітичного рішення ці умови фігурують у літерному позначенні, а чисельного – у вигляді чисел.

Аналітичні рішення є найбільш загальними, однак їх одержують лише для деяких випадків за умови введення припущень, що спрощують. Більшість задач теплообміну розв'язують або чисельними методами із застосуванням обчислювальної техніки, або за допомогою фізичного експерименту, що дозволяє одержати найбільш достовірні дані. Недоліком експериментальних і чисельних методів є те, що отримані результати дійсні лише для одиничного (індивідуального) випадку, що відповідає конкретним умовам однозначності. У разі зміни одного з аргументів потрібно нове чисельне рішення або експеримент. Оскільки чисельне рішення для індивідуального випадку рівноцінне одиничному експерименту, його називають **математичним експериментом**.

Отже, застосування математичних методів до явищ теплообміну до-

зволяє одержати систему диференціальних рівнянь, що описують весь клас явищ, однак перехід до одиничного (конкретного) випадку ускладнений через складність аналітичного рішення. Недоліком експериментальних досліджень (у тому числі і чисельного експерименту) є неможливість узагальнення результатів одиничного дослідження на інші явища. Лише об'єднання математичних методів з експериментом щодо використання теорії подібності дає можливість поширити результати одиничного дослідження на цілу групу явищ.

Теорія подібності – вчення про подібні явища. Вона дозволяє з диференціальних рівнянь і умов однозначності одержати низку узагальнювальних висновків і тим самим створити теоретичну основу для постановки дослідів і оброблення їх результатів.

Поняття подібності уперше введено в геометрії. Для подібних точок і відрізків двох подібних тіл виконується рівність:

$$x'/x'' = y'/y'' = z'/z'' = l_1'/l_1'' = l_2'/l_2'' = c_1 \quad (2.32)$$

де x, y, z – координати подібних точок;

l_1', l_1'', l_2', l_2'' – довжини подібних відрізків;

c_1 – множник геометричної подібності.

Подібними називаються точки і відрізки, що задовольняють умові геометричної подібності. У подібних геометричних фігурах безрозмірні координати подібних точок і безрозмірні параметри однакові. Величини a' і a'' називаються **масштабами**, а співвідношення $x' = a'x''$, $x'' = a''x'$ і т.д. – **масштабними перетвореннями**.

У результаті масштабних перетворень рівняння можуть бути приведені до безрозмірного вигляду. Аналогічно з урахуванням (2.32) обидва рівняння можна замінити одним. Рівняння, що описують подібні геометричні фігури, після приведення до безрозмірного вигляду стають тотожними.

Поняття подібності поширюється і на фізичні явища. Останні вважаються подібними, якщо їх відносять до однакового класу, відбуваються у геометрично подібних системах і подібні всі однорідні фізичні величини, що характеризують ці явища. **Однорідними** називаються такі величини, що мають той самий фізичний зміст і однакову розмірність. Для подібних фізичних явищ у подібних точках і в подібні моменти часу будь-яка величина φ' першого явища пропорційна величині φ'' другого явища: $\varphi' = c_\varphi \varphi''$, де c_φ – константа подібності. Два проміжки часу τ' і τ'' називаються подібними, якщо вони мають загальний початок відліку і зв'язані рівністю $\tau''/\tau' = c_\tau = const$.

У разі кінематичної подібності має місце подібність полів швидкостей $w''/w' = c_w$, за динамічного – подібність сил тиску $p''/p' = c_p$, за теплового – подібність температурних полів $t''/t' = c_t$. Для фізичних явищ, обумовлених безліччю параметрів, константи подібності цих параметрів зв'язані між собою і не можуть бути обрані довільно.

Аналогічно геометричній подібності рівняння, що описують подібні фізичні явища, після приведення їх до безрозмірного вигляду стають тотожними. При цьому в подібних точках всі однойменні безрозмірні величини будуть однаковими.

Приведемо до безрозмірного вигляду диференціальне рівняння тепловіддачі. Якщо ввести поняття надлишкової температури $\vartheta = t - t_p$, то рівняння (2.26) можна записати у вигляді:

$$\alpha = -\frac{\lambda}{\vartheta_{cm}} \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial n} \right)_{n=0}. \quad (2.33)$$

У якості масштабу виберемо будь-який характерний геометричний розмір l і надлишкову температуру стінки $\vartheta_{cm} = t_{cm} - t_p$. Позначимо безрозмірні величини $\bar{n} = n/l$, $\bar{\vartheta} = \frac{\vartheta}{\vartheta_{cm}}$,

$$\text{тоді } n = l \bar{n} \quad \text{і} \quad \vartheta = \vartheta_{cm} \bar{\vartheta}.$$

Підставивши отримані значення ϑ і n у рівняння (2.33), запишемо в остаточному вигляді:

$$\frac{\alpha l}{\lambda} = -\left(\frac{\partial \bar{\vartheta}}{\partial \bar{n}} \right)_{\bar{n}=0}. \quad (2.34)$$

Крім безрозмірної температури $\bar{\vartheta}$ і координати вздовж нормалі до поверхні \bar{n} , рівняння (2.34) містить безрозмірний комплекс $\frac{\alpha l}{\lambda}$, складений з різнорідних фізичних величин, що характеризують явище тепловіддачі. Відповідно до властивості подібних фізичних явищ цей комплекс повинний бути однаковим для подібних систем. Такі комплекси мають назву **критеріїв подібності**. Отриманий комплекс $\frac{\alpha l}{\lambda}$ називається **критерієм Нуссельта** і позначається Nu . Він являє собою безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі і є числом, яке визначають у задачах конвективного теплообміну.

Розглянутий метод одержання критеріїв подібності називається **методом масштабних перетворень**. Аналіз рівнянь теплообміну дозволяє сформулювати наступні основні критерії подібності:

Критерій Рейнольдса визначає характер руху рідини (ламінальний або турбулентний):

$$Re = wl/v. \quad (2.35)$$

Критерій Пекле характеризує протікання теплових процесів:

$$Pe = \frac{\omega \cdot l}{a}, \quad (2.36)$$

де a – коефіцієнт температуропровідності, $[m^2/c]$.

Критерій Прандтля характеризує співвідношення молекулярних властивостей перенесення кількості руху і теплоти і виражає фізичні вла-

стивості матеріалів, які беруть участь у теплообміні:

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \left(\frac{Pe}{Re} \right). \quad (2.37)$$

Критерій Фур'є являє собою безрозмірний час у задачах теплопровідності:

$$Fo = \alpha t / l. \quad (2.38)$$

Критерій Фруда характеризує ступінь впливу інерційних сил та сил ваги:

$$Fr = w^2 / (gl). \quad (2.39)$$

Критерій Грасгофа характеризує відношення підіймальної сили, що виникає через різницю щільностей холодної і нагрітої рідини, до сил в'язкості за вільної конвекції:

$$Gr = \frac{\beta_t \cdot g \cdot l^3 \cdot \Delta t}{\nu^2}, \quad (2.40)$$

де β_t – температурний коефіцієнт об'ємного розширення.

Додаткові диференціальні рівняння, що описують фізичне явище, дозволяють сформулювати нові критерії подібності.

Критерій Біо характеризує відношення внутрішнього термічного опору тіла до його зовнішнього термічного опору:

$$Bi = \frac{\alpha l}{\lambda_{cm}}. \quad (2.41)$$

Критерій Нуссельта характеризує теплообмін на межі "стінки – рідина":

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda_p}. \quad (2.42)$$

Зазначимо, що до критерію Біо (Bi) входить коефіцієнт теплопровідності твердого тіла λ_{cm} , а Нуссельта (Nu) – коефіцієнт теплопровідності рідини λ_p .

Основні положення теорії подібності формулюються у вигляді трьох теорем. Перша і друга з них відбивають основні властивості подібних між собою явищ, третя встановлює ознаки, за якими можна визначити, чи подібні розглянуті явища.

Перша теорема подібності: залежність між параметрами, які характеризують фізичний процес, може бути представлена у вигляді критеріїв подібності.

Наприклад: $\frac{\alpha l}{\lambda} = Nu$.

Друга теорема подібності: у подібних явищах всі однойменні критерії подібності повинні бути чисельно однакові.

Наприклад: число Рейнольда (Re) для натури і моделі повинно мати однакові чисельні значення ($Re_n = Re_m$).

Третя теорема подібності: критерії подібності можуть бути пред-

ставлені у вигляді функціональної залежності між іншими критеріями подібності, яка називається **рівнянням подібності**.

Наприклад: для явища тепловіддачі критерії Нуссельта (Nu) можуть бути представлені у вигляді функціональної залежності між іншими критеріями подібності (Re , Gr , Pr), тоді рівняння подібності в загальному випадку має наступний вигляд:

$$Nu = f(Re, Gr, Pr). \quad (2.43)$$

Разом три теореми подібності дозволяють знайти невідомі параметри. Так, з третьої теореми подібності з урахуванням другої знаходимо чисельне значення критерію Нуссельта. Тоді, використовуючи першу теорему подібності, можна знайти коефіцієнт тепловіддачі $\alpha = Nu \cdot \lambda / l$ (наприклад, при $Nu=112$, $\lambda=0,25 \text{ Вт/мК}$, $l=1\text{м}$: α буде $28 \text{ Вт/м}^2\text{К}$).

Розглянуті критерії являють собою безрозмірні параметри задачі, що задаються крайовими умовами. Явища, у яких безрозмірні параметри мають однакові значення, фізично подібні. Отже, кількісною ознакою подібності є однаковість чисел, складених із параметрів математичного опису процесу, тому їх і називають критеріями подібності. Подібні ті явища, у яких однойменні критерії подібності однакові.

Теорію подібності можна розглядати як вчення про узагальнені безрозмірні змінні, що характеризують процес. Перехід до таких змінних дозволяє переносити отримані експериментальні залежності на групу подібних явищ. Область узагальнення експериментальних даних обмежена умовами подібності, сформульованими другою теоремою подібності.

Під час розв'язання рівнянь подібності важливу роль відіграють поняття визначальної температури і визначального геометричного розміру. **Визначальною температурою** називається температура, яка відповідає значенням фізичних параметрів середовища, що входять у числа подібності; **визначальним розміром** – характерний лінійний розмір l , що визначає розвиток процесу. Наприклад, для труб круглого перетину визначальним лінійним розміром є діаметр; для каналів не круглого перетину – еквівалентний діаметр:

$$d_{\text{эк}} = 4F/P, \quad (2.44)$$

де F – площа поперечного перерізу каналу,
 P – змочений периметр перетину.

2.1.2.3. Теплопровідність

Передача теплоти здійснюється на молекулярному рівні під час безпосереднього контакту часток тіл. Передача теплоти теплопровідністю характерна для твердих тіл. Для визначення кількості теплоти, яка передається теплопровідністю, використовують рівняння Фур'є (2.9) та диференціальне рівняння теплопровідності (2.20).

Диференціальне рівняння теплопровідності найпростіший вигляд має у

випадку стаціонарного одновимірного температурного поля:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} = 0. \quad (2.45)$$

Наприклад, у разі передачі теплоти через конструкції і за постійних, протягом тривалого часу, температур зовнішнього і внутрішнього середовища, процес теплопередачі можна розглядати як стаціонарний.

Коефіцієнт теплопровідності. До фізичних умов однозначності задач теплопровідності входить коефіцієнт теплопровідності, що характеризує здатність речовини проводити теплоту. Чисельно він дорівнює кількості теплоти, що проходить за одиницю часу через одиницю ізотермічної поверхні при градієнті температури $1K/m$. Значення коефіцієнта теплопровідності для різних речовин складено на підставі експериментальних даних та зведено в довідковій таблиці. Коефіцієнт теплопровідності (λ) залежить тільки від фізичних властивостей матеріалу.

Для більшості матеріалів залежність коефіцієнта теплопровідності від температури виражається лінійною функцією:

$$\lambda = \lambda_0 [1 + b(t - t_0)] \quad (2.46)$$

де λ_0 – значення коефіцієнта теплопровідності, якщо температура $t_0 = 0^\circ C$;

b – константа, яка визначається експериментально.

Найменший коефіцієнт теплопровідності мають гази. Коефіцієнт теплопровідності їх зростає з підвищенням температури і становить: 0,006...0,69 Вт/(м·К). Верхнє значення має гелій і водень, коефіцієнт теплопровідності яких у 5...10 разів більший, ніж інших газів.

Для краплинної неметалічної рідини $\lambda = 0,07... 0,7$ Вт/(м·К), як правило, коефіцієнт зменшується зі збільшенням температури. З підвищенням температури коефіцієнт теплопровідності води зростає до максимального значення 0,7 Вт/(м·К) і спадає у разі подальшого збільшення температури.

Для металів значення λ лежать у межах 20...418 Вт/(м·К). Найбільше значення коефіцієнта теплопровідності в срібла λ (срібла) = 418 Вт/(м·К) і міді. Для заліза $\lambda = 50$ Вт/(м·К), сталі $\lambda = 50...62$ Вт/(м·К). Підвищення температури металів призводить до зниження коефіцієнта теплопровідності. Для цегли, дерева $\lambda = 0,2...0,7$ Вт/(м·К).

Матеріали з $\lambda < 0,25$ Вт/(м·К) називаються теплоізоляційними. Більшість теплоізоляційних матеріалів мають пористу структуру. Чим більше пор, тим кращі теплоізоляційні властивості матеріалу, тому що теплопровідність повітря дуже низька $\lambda_{нов} = 0,02$ Вт/(м·К), що не дозволяє розглядати їх як суцільне середовище. Коефіцієнт теплопровідності пористих матеріалів – величина умовна і характеризує перенесення теплоти як теплопровідністю, так і конвекцією та випромінюванням через заповнені га-

зом пори. Він зменшується у разі збільшення об'ємної щільності матеріалу, внаслідок низького значення коефіцієнта теплопровідності повітря, що заповнює пори [$\lambda = 0,02 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$]. Однак збільшення розмірів пор може призвести до погіршення теплоізоляційних властивостей матеріалу через появу конвективних струмів. Коефіцієнт теплопровідності пористих матеріалів підвищується з температурою, а також зі збільшенням вологості. За зволоження пористих матеріалів коефіцієнт теплопровідності зростає в 20...25 разів.

Диференціальне рівняння теплопровідності використовують для розв'язання конкретних задач, але для цього необхідно вказати умови однозначності.

Крайові умови. В умови однозначності повинні входити крайові умови, що характеризують взаємодію тіла з навколишнім середовищем. Під час розв'язання задач теплопровідності розрізняють наступні граничні умови:

1) **крайові умови першого роду** – задається розподіл температури на всій поверхні тіла як функції часу (найчастіше температура навколишнього середовища – величина стала, $T_H = \text{const}$);

2) **крайові умови другого роду** – задається щільність теплового потоку для всієї поверхні тіла у функції часу (найчастіше щільність теплового потоку поверхні – величина стала, $q_{\Pi} = \text{const}$);

3) **крайові умови третього роду** – задаються температура середовища, яке омиває тіло $t_{ж}$ і закон теплообміну (або, коефіцієнт тепловіддачі α) між поверхнею тіла і навколишнім середовищем.

Відповідно до рівняння Ньютона – Ріхмана (2.12) щільність теплового потоку, переданого поверхнею тіла навколишньому середовищу,

$$q_n = \alpha \cdot (T_n - T_{ж}), \quad (2.47)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, який характеризує інтенсивність теплообміну на межі "тверде тіло – рідина", $\text{Вт/(м}^2\text{К)}$.

Відповідно до закону збереження енергії ця теплота дорівнює теплоті, підведеної до поверхні з глибини тіла теплопровідністю й обумовленої законом Фур'є (2.6):

$$\alpha \cdot (T_n - T_{ж}) = -\lambda(\partial t/\partial n)_{n=0}, \quad (2.48)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності тіла;

n – відстань від поверхні по внутрішній нормалі.

Записавши останнє рівняння у вигляді (2.49) одержимо математичне формулювання крайових умов третього роду:

$$(\partial t/\partial n)_{n=0} = -\alpha \cdot (T_n - T_{ж})/\lambda. \quad (2.49)$$

Крім крайових умов необхідно задати **умови однозначності**, які містять: розміри і форму тіла; властивості матеріалу та **початкові умови**, тобто розподіл температури у середині тіла у початковий момент часу

($\tau = 0$). Після розв'язання диференціального рівняння теплопровідності разом з умовами однозначності можна знайти температурне поле, а на підставі закону Фур'є – відповідні теплові потоки. Аналітичне розв'язання цієї задачі можливе лише для тіл правильної геометричної форми і за досить простих умовах однозначності. В інших випадках такі задачі розв'язуються чисельними або експериментальними методами. Це є пряма задача.

Зворотна задача дозволяє підібрати матеріал, який забезпечує необхідний тепловий потік.

Теплопровідність плоскої стінки за крайових умов першого роду.

Розглянемо однорідну плоску стінку товщиною δ . На зовнішніх поверхнях стінки підтримуються постійні температури t_{cm1} і t_{cm2} . Коефіцієнт теплопровідності стінки постійний і дорівнює λ . За стаціонарного режиму ($\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$) і відсутності внутрішніх джерел теплоти ($q_v = 0$) диференціальне рівняння теплопровідності стінки має вигляд:

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0. \quad (2.50)$$

З урахуванням заданих крайових умов температура в напрямку осей Oy й Oz буде залишатися постійною, тобто:

$$\frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\partial t}{\partial z} = 0, \quad (2.51)$$

та

$$\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0. \quad (2.52)$$

У зв'язку з цим температура є функцією тільки однієї координати x і рівняння (2.50) прийме вигляд:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0. \quad (2.53)$$

Проінтегрувавши рівняння (2.53), одержимо:

$$\frac{\partial t}{\partial x} = C. \quad (2.54)$$

Друге інтегрування дає:

$$t = C_1 x + C_2 \quad (2.55)$$

Постійні C_1 і C_2 знайдемо, виходячи з крайових умов:

$$x = 0; t = t_{cm1}; C_1 = t_{cm1};$$

$$x = \delta; t = t_{cm2} = C_2 = C_1 \cdot \delta + t_{cm1},$$

$$\text{отже } C_1 = -(t_{cm1} - t_{cm2}) / \delta.$$

Підставивши значення C_1 і C_2 у рівняння (2.55), одержимо розподіл температури в товщині стінки:

$$t = t_{cm1} - (t_{cm1} - t_{cm2}) x / \delta \quad (2.56)$$

Якщо відлік надлишкової температури в стінці вести від найменшої

заданої температури $t_{cm,2}$, то рівняння (2.56) може набути безрозмірного вигляду. Позначивши поточну надлишкову температуру стінки $\mathcal{G} = t - t_{cm,2}$, найбільшу надлишкову температуру (повний температурний напір), $\mathcal{G}_{0_{cm,1}} = t - t_{cm,2}$, з рівняння (2.56) знайдемо:

$$t - t_{cm,2} = t_{ct1} - t_{cm,2} - (t_{ct1} - t_{cm,2}) x / \delta \quad (2.57)$$

$$\text{або} \quad \mathcal{G} = \mathcal{G}_0 - \mathcal{G}_0 x / \delta. \quad (2.58)$$

Перейшовши до безрозмірних надлишкової температури $\theta = \mathcal{G} / \mathcal{G}_0$ і координати $\bar{x} = x / \delta$, запишемо рівняння температурного поля в безрозмірному вигляді:

$$\bar{\theta} = 1 - \bar{x}. \quad (2.59)$$

З рівняння (2.59) випливає, що розподіл температури в стінці можна представити прямою для будь-яких заданих значень t_{cm1} , t_{cm2} і δ .

Для визначення щільності теплового потоку, що проходить через стінку в напрямку осі Ox , скористаємося законом Фур'є, відповідно до якого $q = -\lambda dt/dx$. Врахувавши, що:

$$dt/dx = C_1 = -(t_{ct1} - t_{cm,2}) / \delta, \quad (2.60)$$

отримаємо

$$q = \lambda (t_{ct1} - t_{cm,2}) / \delta. \quad (2.61)$$

Загальна кількість теплоти, що передається через поверхню стінки площею F за час τ :

$$Q = \lambda (t_{cm1} - t_{cm,2}) F \tau / \delta. \quad (2.62)$$

Відношення λ/δ називається **тепловою провідністю стінки**. Зворотна величина $R_\lambda = \delta/\lambda$ – її **внутрішнім термічним опором**. При лінійній залежності: $\lambda = f(t)$ у рівняння (2.61) замість λ варто підставити значення λ_{cp} , знайдене для середньої арифметичної температури стінки $t_{cp} = 0,5 (t_{cm1} + t_{cm2})$.

Розглянемо теплопровідність багатошарової плоскої стінки, яка має n однорідних шарів. Коефіцієнт теплопровідності кожного шару дорівнює відповідно $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ товщини шарів $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$. На межі розділу двох шарів виникає контактний термічний опір, обумовлений нещільним приляганням шарів. Для спрощення задачі вважаємо його рівним нулю, а температури дотичних шарів однаковими.

За стаціонарного режиму кількість підведеної до стінки і відведеної від неї теплоти повинна бути однаковою. Звідси витікає рівність теплових потоків, що проходять через кожен шар стінки:

$$q_1 = \lambda_1 (t_{cm1} - t_{cm2}) / \delta_1; \quad q_2 = \lambda_2 (t_{cm2} - t_{cm3}) / \delta_2; \quad \dots \quad q_n = \lambda_n (t_{cmn} - t_{cmn+1}) / \delta_n, \quad (2.63)$$

де $q_1 = q_2 = q_n$.

З цих рівнянь знаходимо температурні напори:

$$t_{cm1} - t_{cm2} = q_1 \delta_1 / \lambda_1; \quad t_{cm2} - t_{cm3} = q_2 \delta_2 / \lambda_2; \quad \dots \quad t_{cm,n} - t_{cm,n+1} = q_n \delta_n / \lambda_n. \quad (2.64)$$

Склавши ліві і праві частини рівнянь (2.63), одержимо:

$$t_{cm1} - t_{cm,n+1} = q (\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \dots + \delta_n / \lambda_n), \quad (2.65)$$

звідси щільність теплового потоку:

$$q = \frac{t_{cm1} - t_{cm(n+1)}}{\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \dots + \delta_n / \lambda_n} = \frac{t_{cm1} - t_{cm(n+1)}}{\sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i}, \quad (2.66)$$

де i – номер шару.

Графічно розподіл температур за перетином багат шарової стінки зображується ламаною лінією; температури на межі зіткнення шарів можна знайти за допомогою рівнянь (2.64) або рівняння:

$$t_{cm(n+1)} = t_{cm1} - q \sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i. \quad (2.67)$$

Для порівняння теплопровідності багат шарової стінки і стінки з однорідного матеріалу введемо поняття **еквівалентного коефіцієнта теплопровідності** ($\lambda_{ек}$) багат шарової стінки. Він дорівнює коефіцієнту теплопровідності однорідної стінки, товщина якої (δ) відповідає товщині багат шарової стінки, а внутрішні термічні опори обох стінок однакові, і визначається:

$$\lambda_{ек} = \frac{\sum_{i=1}^n \delta_i}{\sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i}. \quad (2.68)$$

Теплопровідність циліндричної стінки за крайових умов першого роду. Розглянемо теплопровідність однорідної циліндричної стінки (труби) великої довжини l , коли передачею теплоти з торців стінки можна знехтувати. Труба має внутрішній радіус r_1 і зовнішній r_2 . Коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки λ – величина постійна. На поверхнях стінки задані температури $t_{cm1} = const$ і $t_{cm2} = const$.

Для рішення цієї задачі диференціальне рівняння теплопровідності (2.50) доцільно записати в циліндричній системі координат, скориставшись співвідношеннями, що зв'язують прямокутні і циліндричні координати:

$$x = r \cos \varphi; y = r \sin \varphi; z = z.$$

Тоді рівняння (2.) буде:

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0. \quad (2.69)$$

Відповідно до заданих умов однозначності температура стінки змінюється тільки уздовж координати r , тобто $t = f(r)$; тому рівняння (2.69) спрощується і буде:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} = 0. \quad (2.70)$$

Введемо нову перемінну $u = dt/dr$. Тоді з рівняння (2.70) випливає:

$$du/dt + u/r = 0, \quad (2.71)$$

$$\text{або} \quad du/u + dr/r = 0. \quad (2.72)$$

Інтегрування останнього рівняння дає:

$$\ln(u) + \ln(r) = \ln(C). \quad (2.73)$$

Після потенціювання рівняння (2.73) і переходу до первісної перемінної одержимо:

$$dt = C_1 dr/r. \quad (2.74)$$

Проінтегрувавши рівняння (2.74), знайдемо:

$$t = C_1 \ln r + C_2. \quad (2.75)$$

Для визначення постійних інтегрування C_1 і C_2 скористаємося крайовими умовами: при $r = r_1$, $t = t_{cm1}$, звідси $t_{cm1} = C_1 \ln r_1 + C_2$; при $r = r_2$, $t = t_{cm2}$, так що $t_{cm2} = C_1 \ln r_2 + C_2$. Вирішивши систему отриманих рівнянь, знайдемо постійні інтегрування:

$$C_1 = \frac{t_{cm1} - t_{cm2}}{\ln(r_1/r_2)}; \quad (2.76)$$

$$C_2 = t_{cm1} - \left(t_{cm1} - t_{cm2} \right) \frac{\ln r_1}{\ln(r_1/r_2)}. \quad (2.77)$$

Підставивши значення C_1 і C_2 у рівняння (2.58), одержимо:

$$t = t_{cm1} - \left(t_{cm1} - t_{cm2} \right) \frac{\ln(r/r_1)}{\ln(r_2/r_1)}. \quad (2.78)$$

Для визначення теплового потоку, що проходить на ділянці циліндричної поверхні довжиною l скористаємося законом Фур'є:

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dr} \cdot F = -\lambda \frac{dt}{dr} \cdot 2\pi r l. \quad (2.79)$$

Розв'язання цих рівнянь дає:

$$Q = \frac{2\pi\lambda l (t_{cm1} - t_{cm2})}{\ln(r_2/r_1)} = \frac{2\pi\lambda l (t_{cm1} - t_{cm2})}{\ln(d_2/d_1)}. \quad (2.80)$$

Через те, що площі внутрішньої і зовнішньої поверхонь циліндричної стінки різні, різними будуть і відповідні щільності теплових потоків.

У технічних розрахунках тепловий потік відносять до одиниці довжини циліндричної стінки:

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{\pi (t_{cm1} - t_{cm2})}{1/2\lambda \cdot \ln(r_2/r_1)} = \frac{\pi (t_{cm1} - t_{cm2})}{1/2\lambda \cdot \ln(d_2/d_1)}, \quad (2.81)$$

де q_l – лінійна щільність теплового потоку, Вт/м.

У шарах багатошарової циліндричної стінки лінійна щільність теплового потоку q_l не змінюється. Розв'язавши рівняння (2.81) щодо різниці температур для кожного шару та склавши отримані розв'язки, знайдемо:

$$q_l = \frac{\pi(t_{cni} - t_{cn(i+1)})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i \ln(d_{cni+1}/d_{cni})}}. \quad (2.82)$$

Величина $[1/2\lambda_i \ln(d_{i+1}/d_i)]$ називається **внутрішнім термічним опором** циліндричної стінки (шару). Температуру на межі будь-яких двох шарів стінки визначають так:

$$t_{cn(i+1)} = t_{cni} - \frac{q_l}{\pi} \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln(d_{i+1}/d_i) \quad (2.83)$$

Теплопередача. Передача теплоти від одного теплоносія до іншого (рідини, газу) через тверду стінку, що їх відокремлює називається **теплопередачею**. Прикладом теплопередачі служить перенесення теплоти від димових газів до води через стінки труб парового котла, що включає в себе радіаційно-конвективне перенесення теплоти від гарячих димових газів до стінки, теплопровідність стінки і конвективну тепловіддачу від внутрішньої поверхні стінки до води.

Особливості протікання процесу на межах стінки у разі теплопередачі визначають граничними умовами третього роду, які характеризуються температурами рідин з обох боків стінки, а також відповідними коефіцієнтами тепловіддачі.

Плоска стінка. Розглянемо процес теплопередачі через однорідну плоску стінку товщиною δ . Коефіцієнт теплопровідності стінки λ , температури рідин t_{p1} і t_{p2} , коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 відомі. Необхідно знайти тепловий потік від гарячої рідини до холодної і температури на поверхнях стінки t_{c1} і t_{c2} . Щільність теплового потоку від гарячої рідини до стінки визначається рівнянням:

$$q = \alpha_1 (t_{p1} - t_{c1}), \quad (2.84)$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від гарячої рідини до зовнішньої поверхні стінки, Вт/(м²К).

За стаціонарного режиму цей же тепловий потік передається теплопровідністю через тверду стінку і буде переданий від другої поверхні стінки до холодної рідини тепловіддачею:

$$q = \delta (t_{c1} - t_{c2}) / \lambda \quad \text{або} \quad q = \alpha_2 (t_{c2} - t_{p2}),$$

де α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стінки до холодної рідини, Вт/(м²К).

Записавши три останніх рівняння у вигляді:

$$t_{p1} - t_{c1} = q/\alpha_1; \quad t_{c1} - t_{c2} = q\delta/\lambda; \quad t_{c2} - t_{p2} = q/\alpha_2;$$

і склавши їх, одержимо:

$$t_{p1} - t_{p2} = q(1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2). \quad (2.85)$$

Для узагальнення характеристик тепловіддачі та теплопровідності введемо поняття коефіцієнта теплопередачі (k).

Коефіцієнтом теплопередачі називається величина, що характеризує кількість теплоти, яка проходить через одиницю поверхні стінки за одиницю часу та різниці температур між гарячим і холодним середовищем у один градус K . В одиницях СІ його можна виразити у ватах на квадратний метр-кельвін $[Вт/(м^2К)]$.

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}. \quad (2.86)$$

Величина, зворотна до коефіцієнта теплопередачі, називається **загальним термічним опором, R** :

$$R = 1/k = 1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2 = R_{\alpha 1} + R_{\lambda} + R_{\alpha 2}. \quad (2.87)$$

Сума величин $R_{\alpha 1} = 1/\alpha_1$ та $R_{\alpha 2} = 1/\alpha_2$ називається **зовнішнім термічним опором**. Температури на поверхнях однорідної стінки визначаються формулами:

$$t_{c1} = t_{p1} - q/\alpha_1; \quad (2.88)$$

$$t_{c2} = t_{p2} - q(1/\alpha_1 + \delta/\lambda). \quad (2.89)$$

У випадку багатошарової стінки $R_{\lambda} = \sum \delta_i/\lambda_i$, її коефіцієнт теплопередачі можна розрахувати за формулою:

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \sum_{i=1}^n \delta_i/\lambda_i + 1/\alpha_2}. \quad (2.90)$$

Циліндрична стінка. Розглянемо однорідну циліндричну стінку, внутрішній діаметр якої d_1 , зовнішній d_2 , а коефіцієнт теплопровідності λ – постійний. Задані температури гарячої t_{p1} і холодної t_{p2} рідини, а також відповідні значення коефіцієнтів тепловіддачі α_1 і α_2 . За сталого теплового режиму можна записати:

$$q_1 = \alpha_1 \pi d_1 (t_{p1} - t_{c1}), \quad (2.91)$$

$$q_1 = \frac{\pi(t_{c1} - t_{c2})}{1/2\lambda \ln(d_2/d_1)}, \quad (2.92)$$

$$q_1 = \alpha_2 \pi d_2 (t_{c2} - t_{p2}), \quad (2.93)$$

де πd_2 і πd_1 – площі зовнішньої і внутрішньої поверхонь циліндрич-

ної стінки довжиною 1 метр.

Розв'язавши рівняння (2.91), (2.92), (2.93) щодо різниці температур, а потім склавши отримані розв'язки, знайдемо:

$$q_1 = k_1 \pi \left(t_{p1} - t_{p2} \right), \quad (2.94)$$

де

$$k_l = \frac{1}{1/(\alpha_1 d_1) + 1/(2\lambda) \sum_{i=1}^n \ln(d_{i+1}/d_i) + 1/(\alpha_2 d_2)}. \quad (2.95)$$

Величина k_l називається **лінійним коефіцієнтом теплопередачі**, що чисельно дорівнює кількості теплоти, яка проходить через циліндричну стінку довжиною 1м за одиницю часу у разі різниці температур між гарячою і холодною рідинами в один градус Кельвіна. Величина, зворотного лінійного коефіцієнта теплопередачі, є **загальним лінійним термічним опором R_l** :

$$R_l = 1/k_l = 1/(\alpha_1 d_1) + 1/(2\lambda) \sum_{i=1}^n \ln(d_{i+1}/d_i) + 1/(\alpha_2 d_2). \quad (2.96)$$

Загальний лінійний термічний опір циліндричної стінки складається із зовнішніх термічних опорів і внутрішнього термічного опору.

Температури поверхонь циліндричної стінки визначаються в результаті розв'язання рівнянь (2.91, 2.92, 2.93):

$$t_{c1} = t_{p1} - q_1 / (\pi \alpha_1 d_1). \quad (2.97)$$

Якщо товщина циліндричної стінки менша порівняно з її діаметром, то для розрахунку теплопередачі можна скористатися спрощеною формулою:

$$q_1 = k \pi d_1 \left(t_{p1} - t_{p2} \right), \quad (2.98)$$

де πd_1 – площа внутрішньої поверхні стінки довжиною 1 метр.

Для тонкостінного циліндра, якщо відношення d_2/d_1 близьке до одиниці, можна користуватися рівнянням для коефіцієнта теплопередачі плоскої стінки.

Тепловий потік, переданий через циліндричну стінку:

$$Q = q_1 l = k \pi d_1 \left(t_{p1} - t_{p2} \right) = k F \Delta t, \quad (2.99)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, який в цьому випадку визначається за формулою для плоскої стінки (2.86);

F – площа поверхні стінки, ($F = \pi d_1 l$);

Δt – температурний напір.

Формула (2.99) може бути застосовна для циліндричної стінки, якщо

d_2/d_1 менше або дорівнює 1,8.

Критичний діаметр теплової ізоляції. Тепловою ізоляцією називається покриття з теплоізоляційного матеріалу, що сприяє зниженню втрати теплоти в навколишнє середовище. Розглянемо випадок, коли циліндрична стінка покрита одношаровою тепловою ізоляцією. Величини $\alpha_1, \lambda_1, \alpha_2, \lambda_{i3}$, вважаємо відомими. Простежимо, як буде змінюватися повний лінійний термічний опір теплопередачі у разі зміни товщини ізоляції за рахунок зміни її діаметра. Скориставшись формулою (2.96), запишемо:

$$R_l = \frac{1}{k_l} = \frac{1}{(\alpha_1 d_1)} + \frac{1}{(2\lambda_1)} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{(2\lambda_{i3})} \ln\left(\frac{d_3}{d_2}\right) + \frac{1}{(\alpha_2 d_3)} \quad (2.100)$$

$$R_l = R_{\alpha 1} + R_{\lambda 1} + R_{i3} + R_{\alpha 2} \quad (2.101)$$

У разі збільшення зовнішнього діаметра ізоляції d_3 збільшується термічний опір ізоляції та одночасно зменшується термічний опір тепловіддачі.

Критичним називається діаметр:

$$d_{кр} = 2\lambda_{i3}/\alpha_2 \quad (2.102)$$

Друга похідна від R_l у цій точці буде більша нуля. Отже, критичному діаметру ізоляції відповідають мінімальний термічний опір і максимальна лінійна щільність теплового потоку, згідно з виразом:

$$q_l = k_l \pi (t_{p1} - t_{p2}) \quad (2.103)$$

Аналіз рівняння (2.100) показує, що зміна діаметра ізоляції d_{i3} у межах від зовнішнього діаметра труби до критичного діаметра супроводжується зростанням теплових витрат за рахунок збільшення площі тепловіддавання поверхні ізоляції, ці втрати досягають максимуму за зовнішнього діаметра ізоляції, який дорівнює критичному і тільки, коли $d_3 > d_{кр}$, теплова ізоляція виправдовує своє призначення, тобто збільшення її зовнішнього діаметра призводить до зменшення теплових витрат.

Отже, для ефективного застосування ізоляції необхідно, щоб її критичний діаметр був меншим за зовнішній діаметр трубопроводу або був рівним йому. Якщо ця умова не виконується, то ізоляційний матеріал підібраний неправильно.

Інтенсифікація теплопередачі. Отже, було розглянуто деякі особливості вибору теплоізоляційного матеріалу для трубопроводів. Як відомо, призначенням теплової ізоляції є ослаблення переданого через стінку теплового потоку. Поряд із цим у техніці доводиться вирішувати задачу посилення теплового потоку – інтенсифікувати теплопередачу.

За незмінної різниці температур між теплоносіями переданий тепловий потік залежить від коефіцієнта теплопередачі. Оскільки теплопередача – процес складний, розгляд шляхів її інтенсифікації пов'язаний з аналі-

зом часткових складових процесу. Підвищити коефіцієнт теплопередачі плоскої стінки можна шляхом зменшення товщини стінки, або вибору більш теплопровідного матеріалу. Звідси випливає, що коефіцієнт теплопередачі завжди менший за найменшого з коефіцієнтів тепловіддачі. Отже, для підвищення коефіцієнта теплопередачі потрібно збільшувати найменше зі значень коефіцієнтів тепловіддачі. Якщо вони майже рівні, то необхідно збільшувати значення кожного з коефіцієнтів тепловіддачі.

Теплопередача через ребристу стінку. Якщо підвищити коефіцієнт тепловіддачі немає можливості, то теплообмін через стінку можна інтенсифікувати шляхом її оребрення, розташовуючи ребра з боку меншого коефіцієнта тепловіддачі.

Розглянемо плоску стінку товщиною δ з ребрами на одному боці. Стінка і ребра виконані з одного матеріалу із коефіцієнтом теплопровідності λ ; площа гладкої поверхні стінки F_1 ; площа поверхні ребер і стінки між ними F_2 ; температура гарячої рідини, що омиває гладку поверхню стінки, t_{p1} ; коефіцієнт тепловіддачі гладкої поверхні стінки α_1 , температура цієї поверхні t_{c1} ; температура холодної рідини з боку ребристої поверхні стінки t_{p2} , коефіцієнт тепловіддачі ребристої поверхні стінки α_2 , температура цієї поверхні t_{c2} .

За сталого теплового режиму процес передачі через ребристу стінку теплового потоку може бути описаний трьома рівняннями:

$$Q = \alpha_1 F_1 (t_{p1} - t_{c1}); \quad (2.104)$$

$$Q = \delta F_1 (t_{c1} - t_{c2}) / \lambda; \quad (2.105)$$

$$Q = \alpha_2 F_2 (t_{c2} - t_{p2}). \quad (2.106)$$

Розв'язавши ці рівняння щодо різниці температур і склавши отримані розв'язки, знайдемо:

$$Q = k_p F_1 (t_{p1} - t_{p2}), \quad (2.107)$$

де k_p – коефіцієнт теплопередачі ребристої стінки:

$$k_p = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + m/\alpha_2}. \quad (2.108)$$

Величина $m = F_2/F_1$ – **коефіцієнт оребрення**. Оребрення поверхні дозволяє вирівняти термічні опори тепловіддачі і тим самим інтенсифікувати теплопередачу. Відомо, що за звичайних умов температура поверхні ребра не дорівнює t_{cm2} і зменшується уздовж нього. Тому вираз (2.107) тільки якісно оцінює ефективність оребрення.

2.1.2.4. Конвективний теплообмін

Для конвективного теплообміну є характерним перенесення кінцевих мас речовини. Конвективний теплообмін кількісно оцінюється формулою Ньютона-Ріхмана:

$$Q = F \cdot \alpha \cdot (t_{cm} - t_p), \quad (2.109)$$

де Q – кількість теплоти, Вт;
 F – площа поверхні тепловіддачі, м²;
 α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²К);
 t_{cm} – температура стінки, °С;
 t_p – температура рідини, °С.

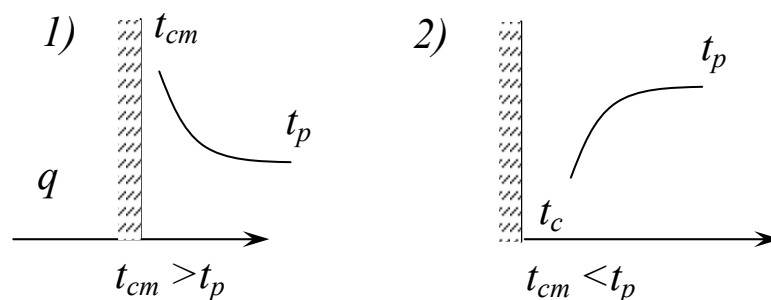


Рис. 2.1. Характер зміни температури

Передача теплоти від якої-небудь рідини до поверхні твердої стінки називається **тепловіддачею** і характеризується коефіцієнтом тепловіддачі (α), Вт/(м²·К).

Орієнтовні значення тепловіддачі до поверхні труби від різних теплоносіїв будуть:

- повітря $\alpha=2\dots 80$ Вт/(м²·К);
- газу $\alpha=12\dots 120$ Вт/(м²·К);
- води $\alpha=200\dots 2000$ Вт/(м²·К);
- пари $\alpha=22\dots 110$ Вт/(м²·К);
- при конденсації $\alpha=4000\dots 20000$ Вт/(м²·К).

Для цього випадку термічний опір тепловіддачі для плоскої стінки має вираз:

$$R = \frac{1}{\alpha}, \frac{m^2 \cdot K}{Wm}. \quad (2.110)$$

Для циліндричної стінки:

$$R = \frac{1}{\pi \cdot d \cdot \alpha}. \quad (2.111)$$

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі (α) використовують критеріальну залежність типу:

$$Nu = f(Re Gr Pr). \quad (2.112)$$

Наприклад, для випадку вільної конвекції:

$$Nu = C \cdot (Gr^2 \cdot Pr)^n \quad (2.113)$$

У разі вертикального розташування труб, за $10^9 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^3$;

$$C = 0,15; \quad n = \frac{1}{3}.$$

Для горизонтального розташування стінки:

$$\alpha = A \cdot (t_{cm} - t_p)^m \quad (2.114)$$

1) Нагрівання знизу:

$$A = 2,8$$

$$m = 0,25$$

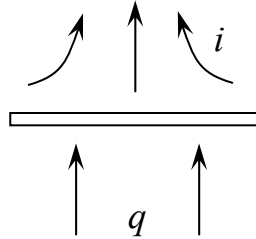


Рис. 2.2. Схема підведення теплової енергії (q) знизу та конвективні потоки (i)

2) Нагрівання зверху:

$$A = 1,13$$

$$m = 0,25$$

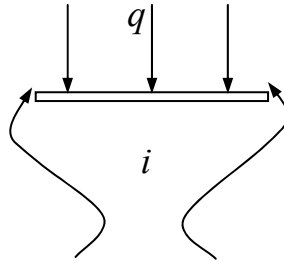


Рис. 2.3. Схема підведення теплової енергії (q) зверху та конвективні потоки (i)

У разі розташування тіла в потоці рідини:

$$Nu_u = c R_e^m G_r^n P_r^k \left(\frac{P_{rжс}}{P_{rcm}} \right)^{0,25} \quad (2.115)$$

У разі поперечного омивання труб:

$$Nu_u = 0,43 + c R_e^m P_r^{0,83} \quad (2.116)$$

Знайшовши значення критерія Нуссельта, визначаємо коефіцієнт теплопередачі за формулою:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \quad (2.117)$$

2.1.2.5. Теплообмін через випромінювання

Теплообмін через випромінювання або променистий теплообмін відбувається в основному за температури тіл понад 600°C та довжини хвилі $0,8 \dots 800 \text{ мкм}$.

Нехай два тіла розташовано відповідно до рис. 2.4, E_1 – енергія теплового тіла, E_2 – енергія холодного тіла, тоді:

$$Q_1 = E_1 - E_2. \quad (2.118)$$

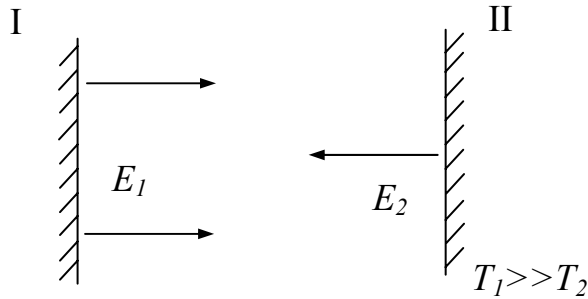


Рис. 2.4. Схема теплообміну через випромінювання: I – більш нагріте тіло; II – менш нагріте тіло

Променистий теплообмін здійснюється без контакту між тілами, за рахунок випромінювальної здатності, яку описує закон Стефана (1879) – Больцмана (1884).

Закон Стефана – Больцмана формулюють наступним чином: випромінювальна здатність чорного тіла прямо пропорційна його термодинамічній температурі в четвертій степені.

На основі закону Стефана – Больцмана випромінювання абсолютно чорного тіла:

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (2.119)$$

де C_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

Теплообмін через випромінювання або променистий теплообмін здійснюється у разі попадання на поверхню тіла теплового випромінювання, при цьому частина його (A) може бути поглинута, частина пройти наскрізь (D) і частина відбита (R). Тоді можна записати:

$$A + D + R = 1, \quad (2.120)$$

де A – коефіцієнт поглинання;

D – коефіцієнт пропускання;

R – коефіцієнт відбивання.

При $A=0$; $D=1$; $R=0$ маємо діатермічне – прозоре тіло (наприклад, двоатомні гази O_2 , N_2 , які не перешкоджають проходженню сонячного проміння).

Це дуже важливий момент, тому що збільшення частки трьох атомних газів в атмосфері призводить до "парникового ефекту".

При $A=0$; $D=0$; $R=1$ маємо абсолютно біле тіло (наприклад, шліфовані метали, дзеркала тощо).

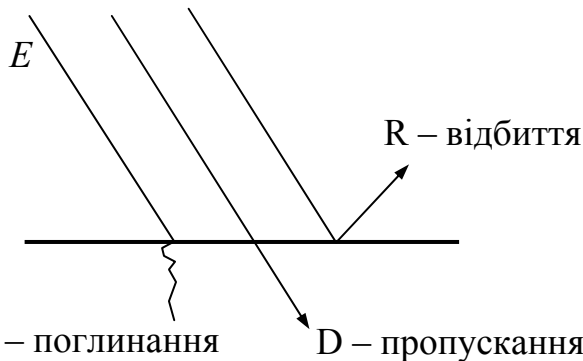


Рис. 2.5. Схема взаємодії поверхні тіла з тепловим випромінюванням

При $A=1$; $D=0$; $R=0$ маємо **абсолютно чорне тіло**, для нього коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}^4)$ (прикладом абсолютно чорного тіла можна вважати оксиди хрому та нікелю).

Але звичайні тіла не абсолютно чорні, а сірі.

Для них треба робити перерахунки:

$$E = C \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (2.121)$$

де C – коефіцієнт випромінювання звичайного тіла.

$$C = \varepsilon \cdot C_0, \quad (2.122)$$

де ε – ступінь або коефіцієнт чорніння.

Отже,
$$q = \frac{C}{100^4} \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.123)$$

Приведемо коефіцієнт випромінювання звичайного тіла (C) до коефіцієнта тепловіддачі (α) і позначимо його $\alpha_{n.m.}$, тоді:

$$q = \alpha_{n.m.} \cdot (T_1 - T_2) \quad (2.124)$$

Порівнявши формули (2.123) та (2.124) між собою, одержимо:

$$\alpha_{n.m.} = \frac{C \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{T_1 - T_2}, \quad (2.125)$$

тоді у випадку складного теплообміну можна отримати коефіцієнт тепловіддачі α , який враховує променисту $\alpha_{n.m.}$ та конвективну $\alpha_{к.м.}$ складові теплообміну:

$$\alpha = \alpha_{n.m.} + \alpha_{к.м.} \quad (2.126)$$

Наведені залежності можна використовувати для розрахунку кількості теплоти під час конструювання апаратів променистого теплообміну, а також для розрахунку захисту від теплового випромінювання.

2.2. Теплообмінні апарати

2.2.1. Класифікація теплообмінних апаратів

Теплообмінним апаратом називають пристрій, в якому рідина з високою температурою передає теплову енергію іншій рідині з більш нижчою температурою. Якщо передача теплоти здійснюється без зміни агрегатного стану (у разі відсутності кипіння або конденсації), то температури обох рідин у процесі теплопередачі змінюються.

Прикладами теплообмінних апаратів є парові котли, повітропідігрівачі, економайзери, бойлери, конденсатори, водопідігрівачі, маслоохолоджувачі і таке інше. За принципом роботи теплообмінні апарати класифі-

кують як *рекуперативні, регенеративні та змішувальні*.

Рекуперативні апарати – це теплообмінні апарати, в яких передача теплової енергії від гарячого теплоносія до холодного відбувається через їх стінки (поверхні теплообміну) за одночасного руху. Апарати цього типу є найбільш поширеними.

Регенеративні апарати – це теплообмінні апарати, в яких передача теплової енергії виконується за рахунок того, що поверхня теплообміну почергово омивається то гарячим теплоносієм, то холодним. В апаратах цього типу під час протікання через нього гарячої рідини температура поверхні теплообміну збільшується (накопичується тепла енергія), а під час протікання через нього холодної рідини – зменшується (апарат віддає накопичену теплову енергію). Регенеративні апарати головним чином використовують у печах.

Обидві групи теплообмінних апаратів належать до поверхневих, тому що теплота в них передається за допомогою поверхні теплообміну.

Змішувальні апарати – це теплообмінні апарати, в яких передача теплової енергії виконується за рахунок того, що гарячий та холодний теплоносії безпосередньо змішуються, тобто в них відсутні будь-які поверхні теплообміну. Апарати цього типу використовують не так часто, тому що в результаті змішування може відбутися забруднення, або хімічні реакції тощо.

Розглянемо схеми найбільш поширених рекуперативних теплообмінних апаратів.

Залежно від взаємного напрямку руху гарячого та холодного теплоносіїв можливі три схеми: **прямоточні, протиточні та перехресноточні** теплообмінні апарати.

Прямоточні теплообмінні апарати – це апарати, в яких обидва теплоносії рухаються в одному напрямку (паралельно), (рис.2.6.).

Протиточні теплообмінні апарати – це апарати, в яких теплоносії рухаються у взаємно протилежних напрямках (рис.2.7.).

Перехресноточні теплообмінні апарати – це апарати, в яких теплоносії рухаються перпендикулярно одне одному.

2.2.2 Розрахунок теплообмінних апаратів

Розрахунок теплообмінних апаратів зводиться до розв'язання двох рівнянь: рівняння теплового балансу і рівняння тепловіддачі.

$$Q = m_1 \cdot C_1 \cdot (t'_1 - t''_1) = m_2 \cdot C_2 \cdot (t'_2 - t''_2) = D \cdot (h_1 - h_2), \quad (2.127)$$

де D – масова витрата пари, кг/с;

h_1, h_2 – ентальпія пари, відповідно на вході та виході апарата, кДж/кг.

$$Q = F \cdot k \cdot \Delta t. \quad (2.128)$$

Для теплообмінних апаратів виконують конструкторські або повірені розрахунки. У першому випадку визначають площу поверхні теплообмінного апарата, в другому визначають, яку кількість теплоти апарат здатний передавати. Для цього використовують середньологарифмічну різницю температур, яка залежить від напрямку руху теплоносіїв:

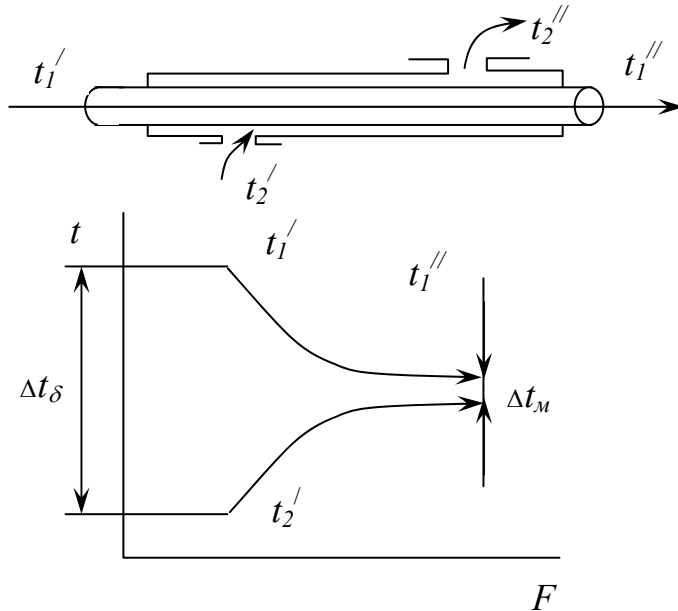


Рис. 2.6. Схема руху теплоносіїв та зміни їх температур для проточного теплообмінника

Для цього використовують середньологарифмічну різницю температур, яка залежить від напрямку руху теплоносіїв:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}}, \quad (2.129)$$

де Δt – середньологарифмічна різниця температур.

Середньологарифмічна різниця температур для проточного теплообмінного апарата, тобто, коли напрями руху холодного і гарячого теплоносіїв збігаються (рис 2.6), визначається з урахуванням формул (2.130), (2.131).

$$\Delta t_{\delta} = t_1' - t_2', \quad (2.130),$$

де Δt_{δ} – більше значення різниці температур теплоносіїв, °С;

t_1' – температура гарячого теплоносія на вході до теплообмінного апарата, °С;

t_2' – температура холодного теплоносія на вході до теплообмінного апарата, °С;

$$\Delta t_M = t_1'' - t_2'', \quad (2.131)$$

де Δt_M – менше значення різниці температур теплоносіїв, °С;

t_1'' – температура гарячого теплоносія на виході з теплообмінного апарата, °С;

t_2'' – температура холодного теплоносія на виході з теплообмінного апарата, °С;

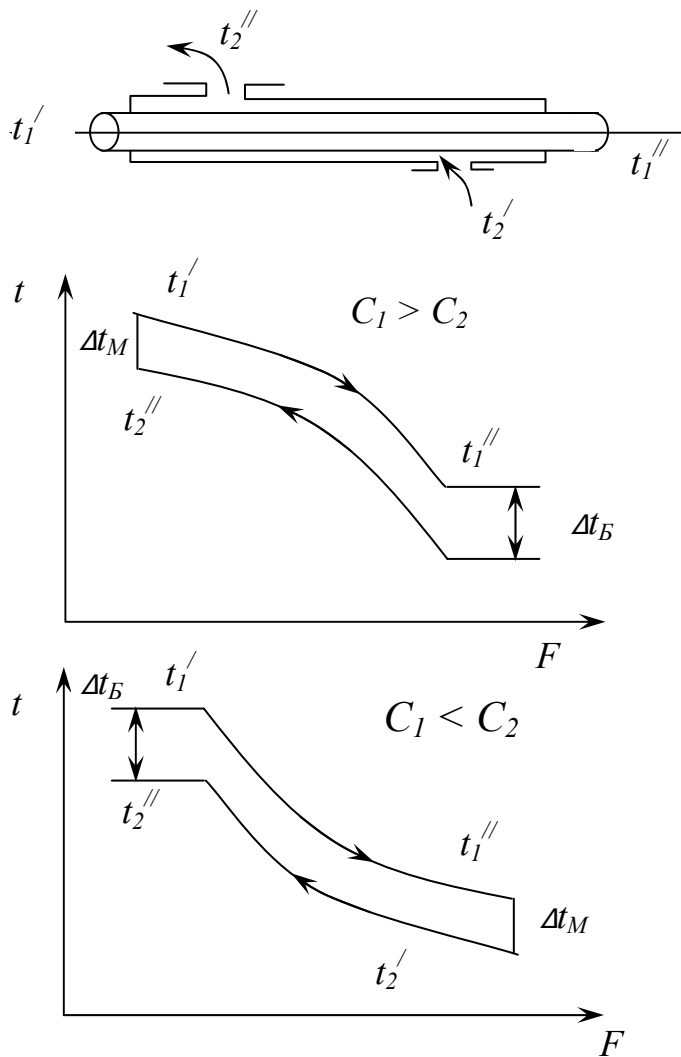


Рис. 2.7. Схема руху теплоносіїв та зміни їх температур для протиточного теплообмінника

t_1' – температура гарячого теплоносія на вході до теплообмінного апарата, °С;

t_2'' – температура холодного теплоносія на виході з теплообмінного апарата, °С;

У випадку, коли теплоємність гарячого теплоносія більша за теплоємність холодного ($C_1 < C_2$):

$$\Delta t_B = t_1' - t_2'' \quad (2.134)$$

де Δt_B – більше значення різниці температур теплоносіїв, °С;

Середньологарифмічна різниця температур для протиточного теплообмінного апарата, тобто, коли напрямки руху холодного і гарячого теплоносіїв протилежні (рис. 2.7), визначається з урахуванням формул (2.132), (2.133), (2.134), (2.135).

У випадку, коли теплоємність гарячого теплоносія більша за теплоємність холодного ($C_1 > C_2$):

$$\Delta t_\delta = t_1'' - t_2', \quad (2.132)$$

де Δt_δ – більше значення різниці температур теплоносіїв, °С;

t_1'' – температура гарячого теплоносія на виході з теплообмінного апарата, °С;

t_2' – температура холодного теплоносія на вході до теплообмінного апарата, °С;

$$\Delta t_M = t_1' - t_2'', \quad (2.133)$$

де Δt_M – менше значення різниці температур теплоносіїв, °С;

t_1' – температура гарячого теплоносія на вході до теплообмінного апарата, °С;

t_2'' – температура холодного теплоносія на виході з теплообмінного апарата, °С;

$$\Delta t_M = t_1'' - t_2', \quad (2.135)$$

де Δt_M – менше значення різниці температур теплоносіїв, °С;

t_1'' – температура гарячого теплоносія на виході з теплообмінного апарата, °С;

t_2' – температура холодного теплоносія на вході до теплообмінного апарата, °С;

Порівняння середньологарифмічної різниці температур показує, що за однакових температур теплоносіїв на вході в апарат та виході з нього найбільше значення Δt_{cp} буде в разі застосування протиточної схеми і найменше – прямої. Завдяки цьому площа поверхні (F) у першому випадку буде менша, ніж у другому. Крім того, за протиточної схеми можливе виконання умови $t_2'' > t_1''$, що неможливо за прямої схеми.

Вищезгадана середня різниця температур між двома середовищами, називається середньологарифмічним температурним напором. Вигляд виразу обумовлений характером зміни температур уздовж поверхні нагрівання (криволінійна залежність). Якби залежність була лінійною, то варто було б визначати температурний напір як середньоарифметичний. Значення середньоарифметичного напору $\Delta t_{cp.ap}$ завжди більше середньологарифмічного $\Delta t_{cp.log}$. Однак у тих випадках, коли температурний напір уздовж теплообмінника змінюється незначно, тобто виконується умова $\Delta t_{\delta}/\Delta t_M < 2$, знаходження середнього температурного напору для апаратів із перехресним і змішаним током відрізняється складністю розрахунків, тому для найбільш уживаних схем результати розв'язку зазвичай виконують у вигляді графіків.

2.3. Основи масообміну

У багатьох галузях промисловості, в енергетиці і сільському господарстві мають місце процеси, що супроводжуються перенесенням маси однієї речовини (вологи, газу) у масу іншої. У випадку газоподібного середовища утвориться суміш, концентрація кожного компонента якої прагне вирівнятися за допомогою молекулярної дифузії або конвекції. У деяких технологічних процесах під час виробництва й обробки колоїдних капілярно-пористих тіл відбувається переміщення речовини усередині матеріалу. Прикладом таких процесів може служити перерозподіл вологи в

матеріалі, сорбція пари, розчинення солей та ін. У багатьох випадках масообмін супроводжується теплопередачею, при цьому обидва процеси істотно впливають один на одного. У процесах випару рідини, сушіння матеріалу, газифікації й горіння палива спостерігаються подібні явища.

Звернемося до прикладу сушіння вологого матеріалу. У процесі теплообміну випаровується волога, що потім поширюється в парогазовому середовищі. Завдяки потоку змінюється інтенсивність тепловіддачі, що у свою чергу позначається на масообміні.

У разі вивчення закономірностей перенесення вологи й теплоти використовують два методи: молекулярно-кінетичний, котрий зручний під час вивчення механізму перенесення теплоти й маси на рівні молекул, і термодинамічний, що вивчає макроскопічні властивості тіл і процеси їх взаємодії без з'ясування поведження окремих молекул.

З погляду молекулярно-кінетичного методу перенесення газоподібної речовини може відбуватися, наприклад, молекулярним шляхом за рахунок хаотичного (*дифузія*) або спрямованого (*ефузія*) переміщення окремих молекул молярним шляхом, коли під дією різниці тисків переміщуються скупчення молекул. Молярне перенесення газу зазвичай ефективніше за молекулярне.

В основі термодинамічного методу дослідження лежить феноменологічна теорія перенесення, побудована на наступних основних принципах:

- 1) перенесення теплоти й речовини визначається різницею потенціалів перенесення;
- 2) напрям перенесення – від більшого потенціалу до меншого;
- 3) у стані термодинамічної рівноваги значення потенціалів перенесення на окремих ділянках розглянутої системи однакові.

Під *масообміном* розуміють спонтанний необоротний процес перенесення маси певного компонента в просторі з неоднорідним полем хімічного потенціалу цього компонента. У найпростішому випадку таким є неоднорідне поле концентрації, або парціального тиску, причому процес перенесення має певну спрямованість, для того, щоб досягти рівноважного розподілу хімічного потенціалу. Наприклад, у суміші з однаковою температурою й тиском процес масоперенесення (дифузії) спрямований до вирівнювання концентрацій у системі, при цьому відбувається перенесення речовини з ділянки з більшою концентрацією в ділянку з меншою.

Дифузія здійснюється молекулярним і молярним шляхом [3]. Молекулярна дифузія – це перенесення речовини в суміші, обумовлене тепловим рухом мікрочастинок. Молярне перенесення нерозривно пов'язане з макрорухом самої суміші (конвекцією). Масообмін, обумовлений спільною дією молекулярної дифузії й конвективним перенесенням речовини, називається *конвективним масообміном*.

Кількість речовини, що проходить в одиницю часу через дану поверхність у напрямку нормалі до неї, називається *потокм маси*. Він позна-

чається через J і вимірюється у кг/с. **Щільність потоку маси j** – це потік маси, що проходить через одиницю поверхні:

$$j = \frac{dJ}{dF} \quad (2.136)$$

Причиною виникнення потоку маси є або нерівномірний розподіл концентрації речовини (**концентраційна дифузія**), або неоднорідність температурного поля (**термодифузія**), або неоднорідність повного тиску (**бародифузія**).

Якщо у двокомпонентній суміші відсутній макрорух, а температура й тиск постійні у системі, то щільність потоку маси одного з компонентів за рахунок молекулярної дифузії визначається законом Фіка:

$$J_{i.m.\partial} = -D \frac{\partial C_i}{\partial n}, \quad (2.137)$$

де D – коефіцієнт дифузії, m^2/c ;

C_i – місцева концентрація даного компонента, рівна відношенню маси компонента до об'єму суміші, $кг/м^3$;

$\frac{\partial C_i}{\partial n}$ – градієнт концентрації (векторна величина), $кг/м^4$.

У цьому випадку рушійною силою є градієнт концентрації, тому що щільність потоку маси спрямована у бік зменшення концентрації, а градієнт концентрації – у протилежний бік, а у виразі (2.137) є присутнім знак мінус. Закон Фіка описує концентраційну дифузію, якою переноситься основна частка речовини.

Якщо температура об'єму суміші неоднакова, то під дією градієнта температур також відбувається перенесення речовини – **термічна дифузія (ефект Соре)**. При цьому молекули компонента, маса яких більша, зазвичай прагнуть перейти в ділянку низьких температур, якщо ж маси молекул однакові, то в холодні ділянки прагнуть перейти більші молекули. У результаті термодифузія призводить до утворення градієнта концентрації. Концентраційна ж дифузія прагне вирівняти склад суміші. Таким чином, названі дифузії спрямовані в протилежні боки й діють, послабляючи один одного. Після закінчення деякого часу може встановитися стаціонарний стан із таким розподілом концентрації, за якого термічна й концентраційна дифузії виявляються врівноваженими.

Дифузія може також виникнути в тому випадку, якщо в суміші має місце градієнт повного тиску. При цій дифузії більш важкі молекули прагнуть перейти в ділянку підвищеного тиску, а легкі – зниженого. Подібне явище спостерігається, наприклад, в потоці, який обертається. Неоднорідність тисків призводить до поділу компонентів суміші.

Сумарна щільність потоку маси i -го компонента за рахунок молекулярного перенесення з урахуванням концентраційної, термічної й барич-

ної дифузії становитиме:

$$j_{i,m,d} = -\rho(D\nabla m_i + \frac{D_T}{T}\nabla T + \frac{D_\rho}{\rho}\nabla p), \quad (2.138)$$

де ρ – щільність суміші;

$m_i = C_i/\rho$ – відносна масова концентрація i -го компонента;

$D_T = K_T D$ – коефіцієнт термодифузії;

$D_\rho = K_\rho D$ – коефіцієнт бародифузії;

p – тиск суміші.

Частка маси в загальному потоці, викликана термодифузиею, незначна, і тільки за великих градієнтів температур відчувається її вплив. Бародифузія проявляється у разі значних перепадів тиску. У процесах теплообміну такі випадки зустрічаються рідко.

Таким чином, хоча сумарний потік маси будь-якого компонента суміші і є результатом названих трьох видів дифузії, але основну роль грає концентраційна дифузія і її варто враховувати в першу чергу.

Розглянуте рівняння перенесення характерне для нерухомого середовища, коли масообмін здійснюється тільки молекулярним шляхом. Якщо ж середовище рухається, то поряд з молекулярною дифузиею буде мати місце перенесення речовини конвекцією. Складова щільності потоку маси, викликана конвекцією, буде дорівнювати:

$$j_{ik} = C_i w, \quad (2.139)$$

де w – швидкість переміщення якого-небудь об'єму суміші.

Сумарна щільність потоку маси за рахунок молекулярного й конвективного перенесення становитиме:

$$J_i = j_{i,m,d} + j_{ik}. \quad (2.140)$$

Разом з масою речовини переноситься фізична теплота компонента, в тих випадках, коли теплообмін супроводжується масообміном, щільність потоку теплоти буде визначатися рівнянням:

$$q = -\lambda \nabla T + \sum j_i h_i, \quad (2.141)$$

де h – питома ентальпія i -го компонента, Дж/кг.

Знаком суми враховуються ентальпії всіх компонентів, що входять до складу суміші. Беручи до уваги співвідношення (2.141), рівняння запишемо так:

$$q = -\lambda \nabla T + C w i + \sum j_i h_i, \quad (2.142)$$

Першим членом у правій частині рівняння враховано перенесення теплоти теплопровідністю, другим – конвекцією й третім – молекулярною дифузиею.

Диференціальне рівняння енергії для бінарної суміші, компоненти якої дифундують один у одного, має вигляд:

$$\frac{\partial h}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho} \nabla^2 T - (w_x \frac{\partial h}{\partial x} + w_y \frac{\partial h}{\partial y} + w_z \frac{\partial h}{\partial z}) - \frac{1}{\rho} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} [(h_1 - h_2)j_{x1}] + \frac{\partial}{\partial y} [(h_1 - h_2)j_{y1}] + \frac{\partial}{\partial z} [(h_1 - h_2)j_{z1}] \right\}. \quad (2.143)$$

Це рівняння описує локальну зміну питомої ентальпії, викликану теплопровідністю (перший член у правій частині рівняння), конвекцією (другий член) і молекулярною дифузією (третій член). Якщо ж прийняти, що молекулярне перенесення речовини здійснюється тільки шляхом концентраційної дифузії, то рівняння буде:

$$\rho \frac{\partial h}{\partial \tau} = \lambda \nabla^2 T - \text{div} \left[(h_1 - h_2) \rho D \nabla m_1 \right]. \quad (2.144)$$

Диференціальне рівняння масообміну для нестисних рідин (якщо маса і-го компонента переноситься тільки шляхом концентраційної дифузії й конвекцією) записують у такий спосіб:

$$\frac{\partial m_i}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial m_i}{\partial x} + w_y \frac{\partial m_i}{\partial y} + w_z \frac{\partial m_i}{\partial z} = D \left(\frac{\partial^2 m_i}{\partial x^2} + w_y \frac{\partial^2 m_i}{\partial y^2} + w_z \frac{\partial^2 m_i}{\partial z^2} \right). \quad (2.145)$$

Це рівняння описує розподіл маси і-го компонента в суміші, що рухається. У скороченій формі за умови, що $w_x = w_y = w_z = 0$, воно буде:

$$\frac{\partial m_i}{\partial \tau} = D \nabla^2 m_i. \quad (2.146)$$

У рівнянні враховано перенесення маси тільки шляхом концентраційної дифузії. Воно аналогічне диференціальному рівнянню теплопровідності.

Конвективний масообмін між середовищем, що рухається, і твердою або рідкою поверхнею називається *масовіддачею*. Щільність потоку маси можна визначити або через різницю концентрацій речовини, що дифундує, або через різницю парціальних тисків цієї ж речовини. У першому випадку розрахункове рівняння щільності потоку маси (j) має вигляд:

$$j = \beta (C_n - C_o), \quad (2.147)$$

де β – коефіцієнт масовіддачі, віднесений до різниці концентрацій речовини, що дифундує, м/с;

C_n – концентрація речовини, що дифундує, на поверхні розділу фаз (твердої або рідкої), кг/м³;

C_o – концентрація цієї ж речовини вдалині від поверхні розділу фаз, кг/м³.

Це рівняння аналогічне рівнянню Ньютона, що застосовують для розрахунку конвективного теплообміну.

З рівняння стану ідеального газу виходить, що концентрація компонента дорівнює:

$$C_i = \frac{P_i}{R_i T}, \quad (2.148)$$

де p_i – парціальний тиск компонента;

R_i – його газова стала.

Підставляючи цей вираз у рівняння (2.147), одержимо:

$$j = \beta_p(p_n - p_o), \quad (2.149)$$

де β_p – коефіцієнт масовіддачі, віднесений до різниці парціальних тисків;

p_n, p_o – парціальні тиски речовини, що дифундує, на поверхні розділу фаз і вдалині від неї.

Співвідношення між коефіцієнтами масовіддачі встановлюється за допомогою виразу $\beta_p/\beta_v = RT$. У рівнянні (2.147) потенціалом перенесення є різниця концентрацій, а в рівнянні (2.149) – різниця парціальних тисків. Наведені розрахункові формули є для випадку чистої молекулярної дифузії без урахування взаємного впливу тепло- і масообміну.

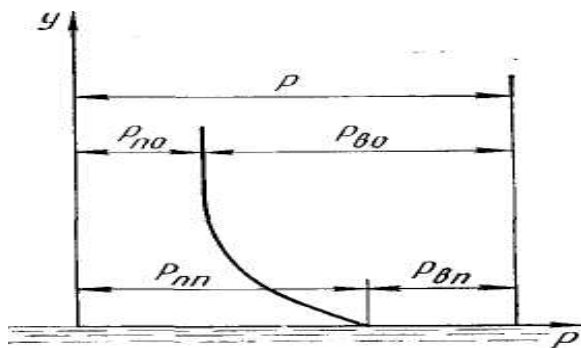


Рис. 2.8. Характер зміни парціального тиску водяної пари й сухого повітря над поверхнею випару

суміші однаковий ($p = const$), то градієнти парціального тиску пари й повітря рівні за абсолютної величини й зворотні у напрямі:

$$\frac{\partial p_n}{\partial y} = -\frac{\partial p_v}{\partial y}. \quad (2.150)$$

Отже, у напрямі, зворотному напрямку дифузії пари, тобто від пароповітряного середовища до поверхні рідини, буде дифундувати повітря.

За неізотермічних умов розрахунок процесу масоперенесення ускладнюється появою термодифузійного потоку речовини в примежовому шарі. Здебільшого у примежовому шарі існує температурний градієнт, отже, має місце термодифузія. За адіабатних умов, коли необхідна для випару теплота береться з навколишнього повітря, газ із більшою молекулярною масою прагне дифундувати за напрямом теплового потоку, а газ із меншою молекулярною масою – у протилежний бік, тобто в напрямку градієнта температури. У цьому випадку термодифузія підсилює молекулярну дифузію.

Наявність градієнта температури й сам процес випару викликають молярний рух вологого повітря в примежовому шарі, у результаті чого прискорюється дифузійне вологоперенесення. Таким чином, за неізотермічних умов повний потік речовини у вологому повітрі, розглянутому як бінарна суміш, дорівнює сумі дифузійного, термодифузійного й молярного потоків

$$j = j_{\delta} + j_m + j_m = -D\nabla C_1 - \frac{D}{T}[C_1 + k_m(C_1 + \frac{\mu_1}{\mu_2}C_2)]\nabla T + vC_1, \quad (2.151)$$

де k_m – термодифузійний коефіцієнт;

μ_1, μ_2 – молекулярні маси парів рідини й газу;

v – швидкість молярного потоку нормаллю до поверхні.

Основна маса вологи (до 90%) переноситься за допомогою молекулярної дифузії внаслідок різниці концентрацій молекул пари на поверхні матеріалу й у навколишньому середовищі. Молярна складова потоку пари досягає 16%. Частка термодифузійного потоку становить майже один відсоток, тому її можна не враховувати (правда, це для низькотемпературної конвективної сушки). За інтенсифікації процесів тепло- і масообміну частка молярної складової збільшується.

Без урахування термодифузійної складової рівняння (2.151) має вигляд:

$$j = -D\nabla C_1 - \frac{D}{T}C_1\nabla T + vC_1. \quad (2.152)$$

Після перетворень одержимо:

$$j = -\frac{p}{p-p_1} D_p \nabla p_1, \quad (2.153)$$

де $p = p_1 + p_2$ – загальний тиск вологого повітря як бінарної суміші;

D_p – коефіцієнт дифузії, віднесений до різниці парціальних тисків.

Потенціалом перенесення в цьому випадку є різниця парціальних тисків.

До процесів масообміну застосовано основні положення теорії подібності, тому експериментальні дані як правило обробляються в узагальненій формі. У теорії масообміну широко застосовують числа дифузійної подібності, однойменні з такими для теплової подібності, як числа Нуссельта, Прандтля, Фур'є, Пекле. Наприклад, безрозмірний комплекс:

$$Nu_m = \beta l / D, \quad (2.154)$$

де β – коефіцієнт масовіддачі;

D – коефіцієнт дифузії, є дифузійним числом подібності Нуссельта. До нього входить коефіцієнт β , що підлягає визначенню. Це число аналогічне відповідному числу теплової подібності Nu . Дифузійне число подібності Прандтля:

$$Pr_m = v/D, \quad (2.155)$$

має подібне собі число в теорії теплообміну.

Тепло- і масообмін у процесі сушіння. Серед різних методів сушіння найбільш широкого поширення одержав конвективний метод. Характерною його особливістю є те, що вологе тіло взаємодіє з агентом сушіння (нагріте повітря або топкові гази), що виконує роль теплоносія й одночасно поглинача вологи, яке випаровується. У більшості інших методів сушіння, навіть за інших джерел теплоти, для поглинання вологи також використовується газоподібне середовище.

Процес сушіння здійснюється в такий спосіб. Під час взаємодії вологого тіла із сушильним агентом або іншим джерелом теплоти вода на поверхні випаровується й шляхом дифузії залишає тіло. Завдяки випару вологи з поверхні всередині матеріалу створюється перепад вологовмісту, що призводить до переміщення вологи за напрямом від центра до поверхні. У процесі сушіння волога безупинно піднімається до поверхні й випаровується. За складніших випадків пароутворення відбувається усередині самого матеріалу. Таким чином, процес сушіння складається з переміщення вологи усередині матеріалу, випару на його поверхні або на деякій глибині й переміщення вологи з поверхні в навколишнє середовище. Разом з вологою переноситься теплота. Отже, процес сушіння буде визначатися як механізмом переміщення вологи усередині матеріалу, так й енергетикою випару й механізмом відводу вологи з поверхні в газоподібне середовище через примежований шар.

З огляду на ці обставини, під час розрахунку процесів сушіння необхідно розглядати як внутрішній, так і зовнішній тепло-і масообмін. Що стосується енергетики випару, то поряд з теплотою $q_{вип}$, що витрачається на випар, необхідно враховувати також теплоту Q , затрачувану на подолання енергії зв'язку вологи з матеріалом. Величина Q залежить від форми зв'язку вологи з матеріалом і у разі зниження його вологовмісту збільшується.

В основу класифікації форм зв'язку вологи з матеріалом, запропонованої П. А. Ребіндером, покладено енергетичний принцип, що враховує інтенсивність цієї енергії зв'язку. Для видалення вологи з тіла потрібна певна енергія, чим вона більша, тим вища інтенсивність зв'язку вологи з матеріалом.

Розрізняють три форми зв'язку: хімічну, фізико-хімічну й фізико-механічну. Для хімічно зв'язаної води енергія зв'язку максимальна. Молекули води входять до складу самої речовини в точних кількісних співвідношеннях. Видалити зазначену вологу можна лише в результаті хімічної взаємодії або прожарюванням. У процесі сушіння вона не відділяється.

Фізико-хімічна форма зв'язку поєднує **адсорбційно-зв'язану**, **осмотично утримувану** й **структурну** вологу. Адсорбційно-зв'язана волога володіє низкою властивостей, що відрізняють її від звичайної води. Під

час її поглинання колоїдним тілом виділяється теплота. Енергія зв'язку значна. Осмотично утримувана волога за своїми властивостями не відрізняється від звичайної води й характеризується незначною енергією зв'язку. Це характерно й до структурної вологи.

До фізико-механічно-зв'язаної вологи відноситься волога мікро- і макрокапілярів, а також волога змочування. Остання найменш міцно пов'язана з матеріалом і може бути вилучена механічним шляхом.

Вищезгадані форми зв'язку вологи розташовано за збільшенням вологовмісту матеріалу й відповідно зменшенням енергії зв'язку.

Внаслідок зв'язування води з матеріалом тиск водяної пари над його поверхнею знижується. Роботу L , яку необхідно затратити для відриву 1 кмоль води від матеріалу, можна визначити за формулою:

$$L = R_{\mu} T \ln \frac{p_{\mu}}{p_n} = -R_{\mu} T \ln \varphi = Q, \quad (2.156)$$

де R_{μ} – універсальна газова постійна;

p_n – тиск насиченої пари вільної води;

p_n – парціальний тиск водяної пари над матеріалом.

Чим міцніше вода пов'язана з матеріалом, тим менше величина p_n . Отже, потрібно затратити більшу роботу, щоб порушити зв'язок вологи з матеріалом, і навпаки. На поверхні вільної води p_n досягає значення p_n , у результаті чого $\varphi = p_n/p_n$ стає рівним одиниці, а енергія зв'язку $Q = 0$. Парціальний тиск p_n перебуває в прямій залежності від вологовмісту матеріалу, а енергія зв'язку вологи з матеріалом визначається вологовмістом тіла, зменшуючись у міру його зволоження.

Під час сушіння тіла підвищеної вологості, коли його поверхневий шар насичений вологою й матеріал легко її віддає, розраховують процес сушіння із використанням формул, отриманих для умов випару з вільної поверхні рідини. Однак зі зменшенням вологості матеріалу все більше позначається міцність зв'язку вологи з матеріалом, величина якої зростає. З'являється необхідність урахувати цю обставину.

Витрата теплоти на сушіння становитиме:

$$q = q_{\text{вип}} + Q, \quad (2.157)$$

де $q_{\text{вип}}$ – теплота випару;

Q – енергія зв'язку вологи з матеріалом.

Вологовміст – кількість вологи, що втримується в матеріалі, віднесеному до маси сухої речовини. Вимірюється вологовміст у відсотках або кг/кг.

Розрахунок [3] із використанням експериментальних даних щодо дослідження гігроскопічних властивостей матеріалу показав, що за вологовмісту $u > 1,1\%$ ($T = 303\text{ K}$) витрата теплоти на подолання енергії зв'язку вологи з матеріалом не перевищує 5% від загальної витрати теплоти, тому його можна не брати до уваги. За меншого вологовмісту цей відсоток теплоти є істотним й повинен бути врахований.

Особливості процесу сушіння вологих матеріалів виявляються у характері зміни локальних значень вологовмісту u і температури T з перебігом часу. Графічні залежності між зазначеними величинами називаються **криві сушіння** $u = f(\tau)$ і **температурні криві** $T = f(\tau)$. Ці графіки наведено в довідковій літературі [3].

За м'якого режиму сушіння, коли температура й швидкість газу невеликі, а вологість значна, на початковій стадії відбувається прогрів матеріалу. Температура його при цьому підвищується, а зменшення вологовмісту незначне. Потім вологовміст матеріалу із часом зменшується за лінійним законом – зменшення вологовмісту в одиницю часу (швидкість сушіння) залишається величиною постійною, температура поверхні матеріалу також не змінюється й дорівнює температурі адіабатичного насичення повітря (період постійної швидкості сушіння). Починаючи з деякого значення вологовмісту температура поверхні матеріалу підвищується, а швидкість сушіння зменшується (період падаючої швидкості сушіння).

Визначальну роль у характері залежності $u = f(\tau)$ мають форми зв'язку вологи з матеріалом. Вважається, що в період падаючої швидкості сушіння відділяється адсорбційно-зв'язана волога. Кожному періоду властиві свої закономірності перенесення теплоти й вологи, тому під час розрахунку процесу сушіння це необхідно враховувати.

Рівняння вологоперенесення усередині тіла в ізотермічних умовах має вигляд:

$$j = -\lambda_m \text{grad } \theta = -\lambda_m \nabla \theta, \quad (2.158)$$

де j – щільність потоку маси (вологи), тобто кількість вологи, яка переноситься в одиницю часу через одиницю площі поверхні однакового потенціалу, кг/(м²с);

λ_m – коефіцієнт масопровідності, або вологопровідності, аналогічний коефіцієнта теплопровідності тіла, кг/(м·с·°М), або кмоль/(с·м·Дж);

$\nabla \theta$ – градієнт потенціалу масоперенесення, °М/м (масообмінний градус на метр) або Дж/(кмоль·м).

Перенесення вологи під дією потенціалу $\nabla \theta$ – називають **вологопровідністю**.

У рівнянні (2.151) враховано переміщення вологи у вигляді пари й рідини. Із цієї причини на відміну від градієнта температури ∇T згідно з законом Фур'є градієнт потенціалу масоперенесення $\nabla \theta$ у рівнянні (2.158) не може бути виражений однозначно, тому що його величина пропорційна градієнта потенціалу відповідного виду перенесення. Так, наприклад, під час дифузійного молекулярного перенесення адсорбційно-зв'язаної вологи потенціалом перенесення є парціальний тиск пари; під час переміщення капілярної вологи у вигляді рідини – капілярний потенціал, а у вигляді пари – парціальний тиск пари. У разі дифузійного перенесення осмотично утриманої вологи у вигляді рідини потенціалом є осмотичний тиск.

Повний термодинамічний потенціал $\nabla\theta$ системи, враховано у рівнянні (2.151), дорівнює сумі потенціалів відповідних компонентів і фаз системи й у гігроскопічній ділянці може бути виражений через хімічний потенціал μ , де $\nabla\theta = \nabla\mu$.

Термодинамічний потенціал масоперенесення $\nabla\theta$ за ізотермічних умов і безперервного поля u є однозначною функцією вологовмісту й тому визначається формулою:

$$\nabla\theta = \frac{1}{\bar{c}_m} \Delta u, \quad (2.159)$$

де \bar{c}_m – середня питома масоємність в інтервалі потенціалу від 0 до θ , кг/кг °М;

u – вологовміст матеріалу, кг/кг.

Величина c_m аналогічна середньої питомої теплоємності тіла й може бути визначена зміною вологовмісту Δu (масовміст) тіла за зміни експериментального потенціалу перенесення на 1°М, або хімічного потенціалу перенесення на 1 Дж/кмоль, тобто:

$$\bar{c}_m = \Delta u / \Delta\theta \quad (2.160)$$

або
$$\bar{c}_m = \Delta u / \Delta\mu. \quad (2.161)$$

Масоємність – величина змінна, залежна від потенціалу θ . Масоємність, у разі постійних об'єму й температури, називається **дійсною питомою ізохорно-ізотермічною масоємністю** і дорівнює:

$$\bar{c}_m = \left(\frac{\partial u}{\partial\theta}\right)_{v,T}. \quad (2.162)$$

Рівняння ізотермічного вологоперенесення для однорідного вологого тіла можна записати так:

$$j = -\frac{\lambda_m}{c_m} \nabla u = -\frac{\lambda_m}{c_m \rho_0} \rho_0 \nabla u = -a_m \rho_0 \nabla u, \quad (2.163)$$

де ∇u – градієнт вологовмісту, кг/(кг-м);

ρ_0 – щільність абсолютно сухої маси вологого матеріалу, кг/м³;

a_m – коефіцієнт дифузії вологи або коефіцієнт потенціалопровідності масоперенесення (аналог коефіцієнта температуропровідності a), рівний:

$$a_m = -\frac{\lambda_m}{c_m \rho_0}, \text{ м}^2/\text{с}. \quad (2.164)$$

За неізотермічних умов, прикладом яких є процес сушіння або термічного оброблення матеріалу, поряд із вологопровідністю має місце термо-вологопровідність (переміщення вологи під дією градієнта температури). Пояснення цього явища в молекулярній термодифузії, переміщенні вологи капілярами разом із защемленим повітрям у результаті нагрівання й молярного перенесення рідини, обумовленого зменшенням поверхневого натягу в капілярах із підвищенням температури. Всі ці складові явища

термовологопровідності викликають переміщення вологи за напрямом потоку теплоти.

У разі конвективного сушіння градієнт температур створює потік вологи від поверхні матеріалу до його центра, тобто зворотний напрям потоку, викликаний градієнтом вологовмісту, перешкоджаючи тим самим підведенню вологи до поверхні.

Градієнт потенціалу масоперенесення залежить від вологовмісту u і температури T матеріалу, отже:

$$\nabla \theta = \left(\frac{\partial \theta}{\partial u}\right)_T \cdot \nabla u + \left(\frac{\partial \theta}{\partial T}\right)_u \cdot \nabla T = \frac{1}{c_m} \cdot \nabla u + \left(\frac{\partial \theta}{\partial T}\right)_u \cdot \nabla T. \quad (2.165)$$

Перепишемо рівняння основного закону неізотермічного вологоперенесення у вигляді:

$$j = -\lambda_m \nabla \theta = \frac{\lambda_m}{c_m} \cdot \nabla u - \lambda_m \left(\frac{\partial \theta}{\partial T}\right)_u \cdot \nabla T = -a_m \rho_0 \cdot \nabla u - a_m^T \rho_0 \cdot \nabla T. \quad (2.166)$$

Отже,

$$\lambda_m \left(\frac{\partial \theta}{\partial T}\right)_u \cdot \nabla T = a_m \rho_0 c_m \left(\frac{\partial \theta}{\partial T}\right)_u \cdot \nabla T = a_m \rho_0 \delta \cdot \nabla T = a_m^T \rho_0 \cdot \nabla T, \quad (2.167)$$

де $\left(\frac{\partial \theta}{\partial T}\right)_u$ – температурний коефіцієнт масоперенесення;

$\delta = c_m \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial T}\right)_u$ – термоградієнтний коефіцієнт, % $^{\circ}\text{C}$;

a_m^T – коефіцієнт термодифузії.

Термоградієнтний коефіцієнт δ характеризує інтенсивність вологоперенесення під дією температурного градієнта.

У разі високотемпературного сушіння рух вологи відбувається головним чином у вигляді пари під дією градієнта тисків.

На основі експериментальних даних багатьох дослідників щодо випаровування води з вільної поверхні у разі змушеного руху вологого повітря А.В. Нестеренко одержав наступні рівняння подібності:

а) для теплообміну:

$$Nu = Nu_0 + A Re^n \cdot Pr^{0.33} \cdot Gu^{0.175}; \quad (2.168)$$

б) для масообміну:

$$Nu_m = Nu_0 + A' Re^{n'} \cdot Pr_m^{0.33} \cdot Gu^{0.135}, \quad (2.169)$$

де Nu_0 – величина числа Нуссельта, при $Re = 0$ ($Nu_0 = 2$);

$Gu = (T_c - T_m) / T_c$ – число Гухмана;

T_c і T_m – температури середовища й поверхні води, яка випаровується, К.

Число Гухмана характеризує потенційні можливості нагрітого газу як сушильного агента. Постійні A , A' , n та n' залежать від числа Re , причому зі збільшенням Re – A , A' , зменшуються, а n і n' зростають. Наприклад, при $Re = 3,15 \cdot 10^3 - 2,2 \cdot 10^4$ без обліку Nu_0 рівняння (2.169) буде мати вигляд:

$$Nu_m = 0,49 Re^{0,61} \cdot Pr_m^{0,33} \cdot Gu^{0,135}. \quad (2.170)$$

Щільність теплового потоку знаходимо за відомим співвідношенням Ньютона, а щільність потоку вологи, яка випаровується, за формулою:

$$j = \beta_p (p_m - p_n), \quad (2.171)$$

де β_p – коефіцієнт масовіддачі;

p_m – парціальний тиск матеріалу, що дифундує;

p_n – парціальний тиск водяної пари над матеріалом.

Ці рівняння можна застосовувати для розрахунку випаровування не тільки з вільної поверхні рідини, але й з поверхні вологого матеріалу в періоді постійної швидкості сушіння, тобто коли поверхня матеріалу насичена вологою й має температуру t_m , тому що інтенсивність масообміну в обох випадках буде однакою.

У разі поглиблення поверхні випаровування утвориться зона випару, товщина якої поступово збільшується, у результаті видозмінюється механізм перенесення теплоти й маси як усередині матеріалу, так і поза ним. За наявності в тілі мікро- і макрокапілярів через зону випару відбувається змішане дифузійно-ефузійне перенесення пари. Виходячи з великою інтенсивністю із зони випару, пара турбулізує примежовий шар, у результаті чого змінюються гідродинамічні умови й підвищується інтенсивність масообміну. Таким чином, поглиблення поверхні випаровування призводить до того, що інтенсивність тепло- і масообміну під час випаровування вологи з вологого матеріалу вища, ніж з вільної поверхні рідини.

Запропоноване П.Д. Лебедевим універсальне рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі задовольняє будь-який спосіб підведення теплоти до матеріалу й всього процесу сушіння:

$$Nu = AR^n K^m S^k \left(\frac{w}{w_k}\right)^\sigma \left(\frac{p}{B}\right)^\chi. \quad (2.172)$$

У цьому рівнянні число подібності $K = T_m/T_C$, як і число Гухмана, враховує інтенсифікацію тепловіддачі в результаті випаровування вологи.

Безрозмірне число $S = T_u/T_C$ визначає збільшення коефіцієнта тепловіддачі внаслідок зменшення товщини примежевого шару з підвищенням температури T_u поверхні випромінювача у разі радіаційного сушіння.

Симплексом w/w_k враховано вплив вологості матеріалу на процес теплообміну в періоді зменшення швидкості сушіння.

Де w – вологість матеріалу в цьому періоді;

w_k – критична вологість.

Умови тепло- і масообміну під час вакуумного сушіння залежать від тиску навколишнього середовища до барометричного тиску.

Під час оброблення, наприклад, експериментальних даних із комбінованого сушіння в лабораторних умовах [3] отримано наступну формулу:

$$Nu = 0,45Re^{0.5} \left(\frac{T_c}{T_m}\right)^2 \left(\frac{T_u}{T_c}\right)^{0.4} \left(\frac{W}{W_k}\right)^{0.9}. \quad (2.173)$$

За експериментальними даними, коефіцієнт тепловіддачі в процесі випаровування рідини має більше значення порівняно з коефіцієнтом тепловіддачі в умовах "чистого" теплообміну (не ускладненого масообміном). Для пояснення цього факту Ликов А.В. запропонував теорію об'ємного випаровування, відповідно до якої випаровування вологи відбувається не тільки на поверхні або в глибині тіла, але також у невеликому просторі над його поверхнею (у примежевому шарі), куди виносяться субмікроскопічні краплі вологи, що захоплюються потоком пари з поверхні тіла. Випаровування додаткової кількості вологи над поверхнею матеріалу й призводить до підвищення коефіцієнта тепловіддачі.

Контрольні запитання і завдання

1. Опишіть механізми перенесення теплоти теплопровідністю, конвекцією і випромінюванням. Що таке складний теплообмін?
2. Запишіть рівняння, що зв'язує щільність теплового потоку з витратою теплоти Q_τ .
3. Що таке стаціонарне і нестаціонарне температурне поле?
4. Що таке ізотермічні поверхні і градієнт температур?
5. Як визначається тепловий потік під час теплопровідності, конвективній тепловіддачі і теплового випромінювання?
6. Зробіть аналіз диференціальних рівнянь теплообміну: рівняння енергії, тепловіддачі, руху, безперервності.
7. Поясніть фізичний зміст членів рівняння енергії і руху.
8. Яка роль крайових умов під час розв'язування задач теплообміну? Назвіть крайові умови для задач теплопровідності і конвективного теплообміну.
9. Дайте визначення подібності фізичних явищ.
10. Приведіть до безрозмірного виду диференціальні рівняння тепловіддачі.
11. Що таке числа подібності і які їх властивості? У чому сутність методу одержання чисел подібності?
12. Сформулюйте три теореми подібності.
13. Що називається визначальною температурою і визначальним геометричним розміром?
14. У яких одиницях виражається коефіцієнт теплопровідності? Як він залежить від температури?
15. Укажіть межі зміни коефіцієнта теплопровідності газів, рідин і твердих тіл.
16. Як зв'язана теплопровідність теплоізоляційних матеріалів із їх об'єм-

ною щільністю?

17. Назвіть види крайових умов для задач теплопровідності.

18. Запишіть математичне формулювання крайових умов третього роду. У чому їх фізичний зміст?

19. Складіть рівняння, що описують температурне поле і щільність теплового потоку плоскої стінки за крайових умов першого роду.

20. Як визначають температури на межах зіткнення шарів багат шарової плоскої стінки?

21. Що називається лінійною щільністю теплового потоку циліндричної стінки? За допомогою якого виразу можна визначити ці величини у випадку одно- і багат шарової циліндричної стінки за крайових умов першого роду.

22. Проаналізуйте рівняння теплопередачі через плоску і циліндричну стінку.

23. Що називається термічним опором теплопередачі, тепловіддачі і теплопровідності?

24. Як визначити лінійний термічний опір теплопередачі через циліндричну стінку.

25. Поясніть причини підвищення теплових втрат зі збільшенням діаметра теплової ізоляції для випадку, коли діаметр неізолюваної труби менший критичного діаметра ізоляції.

26. Яке загальне правило інтенсифікації теплопередачі?

27. Як визначити тепловий потік через ребристу стінку. З якого боку виконується її оребрення?

28. Які критерії визначають подібність температурних полів у разі нестационарної теплопровідності? З яких рівнянь вони отримані?

29. Запишіть у загальному вигляді безрозмірне рівняння для температурного поля.

30. Як визначається температура зовнішньої поверхні і на осі пластини?

31. Як визначається температура тіл кінцевих розмірів?

32. Чим характерний регулярний режим охолодження (нагрівання) тіл? Назвіть практичне застосування теорії регулярного режиму.

33. Які існують види теплообміну?

34. Що називається теплопровідністю?

35. Що називається конвекцією?

36. Що називається тепловим випромінюванням?

37. Що називається теплопередачею?

38. Як визначається щільність теплового потоку?

39. Фізичний зміст коефіцієнта теплопровідності.

40. Що називається коефіцієнтом тепловіддачі?

41. Що називається коефіцієнтом теплопередачі?

42. Якими коефіцієнтами характеризується променевий теплообмін?

43. Поясніть схеми руху теплоносіїв у теплообмінних апаратах.

Яка схема більш економічна і чому?

44. Як визначити середній температурний напір?

45. Як визначити площу поверхні нагрівання теплообмінного апарата?

Приклад 1. Один із торців добре ізольованого сталевго стрижня діаметром $d = 50$ мм, довжиною $l = 1$ м нагрівається до температури $t_1 = 300^\circ\text{C}$. Визначити кількість підведеної теплоти, якщо температура холодного кінця $t_2 = 20^\circ\text{C}$, а коефіцієнт теплопровідності сталі $\lambda = 50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$.

Розв'язок:

Кількість підведеної теплоти визначимо за формулою:

$$Q = \frac{\lambda}{l} \cdot F \cdot (t_1 - t_2),$$

де Q – кількість теплоти, Вт;

λ – коефіцієнт теплопровідності, для сталі $\lambda = 50 \text{ Вт/м}\cdot\text{C}$;

F – площа стрижня, м^2 ;

l – довжина стрижня, м;

t_1 і t_2 – відповідна температура, $^\circ\text{C}$.

$$Q = \frac{50}{1} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (300 - 20) = \frac{50}{1} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} \cdot 280 = 27,5 \text{ Вт}$$

Приклад 2. Визначити кількість теплоти переданої шляхом конвекції за 1г вертикальною трубою діаметром $d = 50$ мм і висотою $h = 4$ м, якщо температура поверхні стінки $t_n = 60^\circ\text{C}$, а температура повітря $t_c = 20^\circ\text{C}$.

Розв'язок:

З таблиць [4] при $t_c = 20^\circ\text{C}$ визначаємо $\lambda_c = 0,0259 \text{ Вт/(м}\cdot\text{C)}$, $V = 15,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, $p_{rc} = 0,7$ $p_{rc}/p_m = 1$. За цих даних число Грасгофа дорівнює:

$$Gr_{c,h} = \frac{\beta \cdot g \cdot h^3 \cdot \Delta t}{\nu^3} = \frac{9,81 \cdot 4^3 (60 - 20) \cdot 10^{12}}{293 \cdot 15,0} = 0,38 \cdot 10^{12}$$

Приклад 3. Визначити поверхневу щільність теплового потоку через дахове перекриття птахоприміщення для качок. Перекриття складається з таких прошарків: азбоцементний лист товщиною 15 мм; мінераловатні плити товщиною 60 мм; дерев'яний настил товщиною 60 мм.

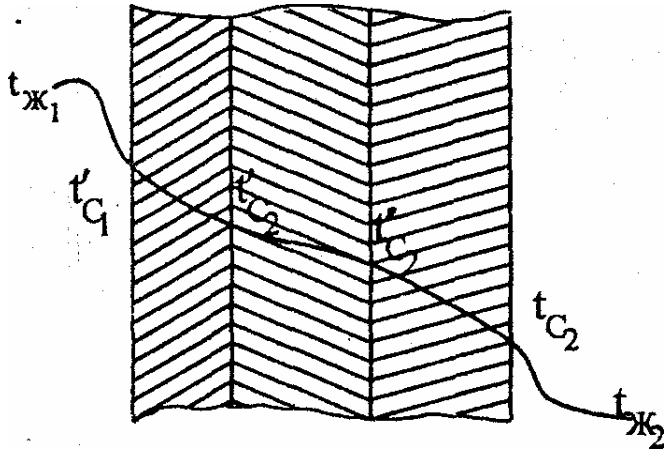
Розрахувати температури поверхонь окремих прошарків, якщо температура в приміщенні 10°C , температура зовнішнього повітря – 35°C .

Коефіцієнт теплопровідності: дерев'яний настил – $\lambda_1 = 0,175 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$; мінераловатна плита – $\lambda_2 = 0,093 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$; азбоцементний лист – $\lambda_3 = 0,35 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$.

Коефіцієнт тепловіддачі на внутрішній поверхні – $\alpha_1 = 8,75 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$; на зовнішній поверхні – $\alpha_2 = 23,25 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$.

Розв'язок:

Зображуємо схематично температурний графік теплопередачі через тонку стінку:



Визначаємо коефіцієнт теплопередачі за рівнянням:

$$k = \frac{l}{\frac{l}{a_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda a_2} + \frac{l}{a_2}} = \frac{l}{\frac{l}{8,75} + \frac{0,06}{0,175} + \frac{0,015}{0,035} + \frac{l}{23,25}} = 0,8415 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$$

Визначаємо поверхову щільність теплового потоку за рівняннями:

$$q = k(t_{ж1} - t_{ж2}),$$

$$q = 0,842(10 + 35) = 37,87 \text{ Вт/м}^2.$$

Температуру внутрішньої поверхні перекриття визначаємо за рівнянням тепловіддачі:

$$q = a_1(t_{ж1} - t_{c1}),$$

отже $t_{c1} = t_{ж1} - \frac{q_1}{a_1} = 10 - \frac{37,87}{8,75} = 5,67^\circ \text{C}.$

Температуру в площині зіткнення першого і другого прошарку обчислюємо за рівнянням теплопровідності першого прошарку:

$$q = \frac{\lambda}{\delta_1} \cdot (t_{c1} - t'_{c2}),$$

отже $t'_{c2} = t_{c1} - q \frac{\delta_1}{\lambda_1} = 5,67 - 37,87 \frac{0,06}{0,175} = -7,31^\circ \text{C}.$

Аналогічно обчислюємо температуру в площині зіткнення другого і третього прошарку.

Приклад 4. Яка кількість теплоти втрачається випромінюванням одного погонного метра сталевого трубопроводу $d = 150 \text{ мм}$, розташованого в цегельному каналі поперечного перетину $400 \times 400 \text{ мм}$, якщо температура поверхні трубопроводу $t_{tr} = 427^\circ \text{C}$, а поверхні каналу $t_k = 87^\circ \text{C}$?

Розв'язок:

Знайдемо значення ступеня чорніння для сталі і червоної цеглини за допомогою допоміжної літератури [4]: $E_{ст} = 0,8$; $E_{ц} = 0,93$.

Наведений ступінь чорніння тіл можна визначити:

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{tp}} + \frac{F_{tr}}{F_K} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_{цез}} - 1 \right)} = \frac{1}{\frac{1}{0,08} + \frac{3,14 \cdot 0,15}{4 \cdot 0,4} \left(\frac{1}{0,93} - 1 \right)} = 0,785$$

Втрати теплоти випромінюванням одного погонного метра трубопроводу дорівнюють $-0,785$.

Приклад 5. Визначити площу поверхні нагрівання рекуперативного теплообмінника для прототечії і протитечії, якщо витрата води через теплообмінник 2000 кг/г , початкова температура води 15°C , кінцева 160°C . Температура димових газів: початкова 550°C , кінцева 300°C . Коефіцієнти тепловіддачі: від газів до стінки $-5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$, від стінки труби до води $-2500 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Діаметр труби 50 мм , товщина стінки 4 мм , коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{cm} = 62 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Розв'язок:

Кількість переданої теплоти визначаємо за формулою:

$$Q = C_B \cdot G_B \cdot (t_B'' - t_B') = 4,19 \cdot 10^3 \frac{2000}{3600} (160 - 15) = 337,5.$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{2r_1 a_B} + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{2r_2 a_r}}$$

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{2 \cdot 0,025 \cdot 2500} + \frac{1}{2 \cdot 62} \ln \frac{0,029}{0,025} + \frac{2}{2 \cdot 15 \cdot 0,029}} = 0,86,$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{535 - 140}{\ln \frac{535}{140}} = \frac{395}{1,3} = 294,6^\circ \text{C}.$$

б) за протитечії:

$$\Delta t_{\sigma} = t_r' - t_B'' = 550 - 160 = 390^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_M = t_B = 550 - 160 = 390^\circ \text{C}$$

РОЗДІЛ 3. ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

3.1. Паливо і його характеристика

У сільському господарстві для побутових і виробничих потреб широко використовують перетворення хімічної енергії палива в теплову чи механічну енергію. Горючі речовини, що використовують для одержання теплової енергії при їхньому спалюванні називають **паливом**.

Використання палива: кімнатні грубки – опалення, готування їжі; газові плити – готування їжі; водонагрівачі – душові, баня, гаряча вода; водогрійні котли – опалення, гаряче водопостачання; котли до 0,07 МПа – опалення, кормоприготування, технологічна пара; котли понад 0,07 МПа – опалення, теплиці, технологічні процеси; теплогенератори – обігрівання та вентиляція; калорифери – обігрівання; конвектори, каміни – обігрівання, опалення гарячим повітрям; брудери – місцеве обігрівання інфрачервоними променями; сушарки – сушіння зерна, фруктів; копильні – приготування ковбас, баликів.

Паливо – це горючі речовини, що виділяють під час спалювання значну кількість теплоти, яка використовується в технологічних процесах чи перетворюється в інші види енергії.

За агрегатним станом розрізняють тверді, рідкі і газоподібні види палива; за походженням – природні та штучні.

Види палива: тверде (вугілля, дрова, тара, торф, побутове пічне паливо), рідке (мазут, солярове масло, дизпаливо, сланці), газоподібне (природний, зріджений газ, біогаз).

Склад палива: горюча частина – органічна, пірит (FeS_2 , C, H, O, N, S_{op}) негорюча частина (баласт) – волога зола, мінеральні домішки ($H_2O, SiO_2, Al_2O_3, CaSO_4, Fe_2O_3$).

Склад твердого і рідкого палива. Паливо у тому вигляді, у якому воно спалюється (йде в роботу), називається робочим паливом, а речовини, що входять до його складу, створюють робочу масу палива.

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S_{cop}^p + A^p + W^p = 100\%, \quad (3.1)$$

де C, H, O, N, S – хімічні речовини (вуглець, водень, кисень, азот, сірка),

$$S_{cop} = S_{op} + S_n - \text{горюча сірка,}$$

$$FeS_2 - \text{пірит (сірчаний колчедан).}$$

Кількість твердого палива вимірюють у тоннах (рідше в кілограмах чи грамах). Рідке паливо в тоннах, літрах. Газоподібне – у m^3 за нормальних умов (об'єм газу значно змінюється у разі зміни тиску і температури). Зведення об'єму до нормальних умов здійснюється за формулою:

$$V_{н.у.} = \frac{V_1 \cdot P_1}{T_1} \cdot \frac{T_{н.у.}}{P_{н.у.}}, \quad (3.2)$$

де $P_{н.у.}$ – тиск за нормальних умов, $P_{н.у.}=111325\text{Па}$;

$T_{н.у.}$ – температура за нормальних умов, $T_{н.у.}=273\text{ К}$.

Умовне паливо: для порівняння різних видів палива введено поняття "умовне паливо" – теплота згоряння якого 29,3МДж/кг. **Паливний еквівалент** – показує скільки умовного палива міститься в 1 кг реального.

Перерахування кількості конкретного палива в умовне здійснюється за формулою:

$$E = \frac{Q_n^p}{29,3}, \quad (3.3)$$

$$B_{ум} = B_k \cdot E, \quad (3.4)$$

де $B_{ум}$ – витрати умовного палива, кг/год;

B_k – витрати конкретного палива, кг/год;

E – паливний еквівалент.

Паливний еквівалент для: вугілля $E_в = 0,9...0,35$; торфу $E_{тор} = 0,35$; газу $E_{газ} = 1,35$; дров $E_{др} = 0,16...0,35$.

За розміром шматків тверде паливо називають (ГОСТ 10242-73): плита – 100...200 мм; великий – 50...100 мм; горішок – 25...50 мм; дрібний – 13...25 мм; насіннячко – 6...13 мм; штиб – 0...6 мм.

Рідкі види палива бувають: мазут (легкий Ф5, Ф12; середній М40; важкий М100), солярове масло, дизельне паливо, гас авіаційний, паливо моторне, паливо пічне побутове, бензин.

Октанове число – це вміст ізооктану в еталонній суміші ізооктану 100 і гептану 0 за своєю детонаційною стійкістю рівноцінне бензину. Октанове число визначають моторним чи дослідницьким (рос. "исследовательским") методом (у разі визначення дослідницьким методом октанове число на 4...10 одиниць вище). Дослідницький метод на установці відповідає режиму роботи двигуна в міських умовах. Випускають 5 марок бензину: А-76, А-80, А-92, А-95. АИ-98. Дизельне паливо розрізняють за вмістом сірки: до 0,2% (ДЗ-40.); та від 0,6 до 1,0% (ДЗ-45). Оцінюють якість дизельного палива за швидкістю samozapalювання.

Цетанове число – це вміст метану 100 в пальфаметилнафталіновій суміші. Дизельне паливо – це керосиногазойлева суміш.

Аналітична маса – маса аналітичної проби палива, приведеного до рівноважного стану з повітрям лабораторного приміщення.

$$C^a + H^a + N^a + O^a + S_{гор}^a + A^a + W^a = 100\%. \quad (3.5)$$

Суха маса палива – робоча маса за винятком загальної маси вологи (зовнішньої і гігроскопічної).

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S_{гор}^c + A^c = 100\%. \quad (3.6)$$

Суха беззолна маса – робоча маса за винятком загальної маси воло- ги і золи (ГОСТ 1707-79).

$$C^{cb} + H^{cb} + O^{cb} + N^{cb} + S_{zop}^{cb} = 100\% . \quad (3.7)$$

Раніше застосовувалася **горюча** маса палива:

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S_{zop}^c = 100\% . \quad (3.8)$$

Перерахування складу палива з сухої маси на робочу:

$$A^p = A^c \cdot \frac{100}{100 - W^p} . \quad (3.9)$$

Перерахування складу палива з горючої маси на робочу:

$$C^p = C^c \cdot \frac{100}{100 - (A^p + W^p)} . \quad (3.10)$$

Для додаткового оцінювання насиченості палива вологою, золою і сіркою використовують наведені характеристики:

$$\text{вологою:} \quad W^n = \frac{W^p}{Q_H^p} \cdot 10^3 ; \quad (3.11)$$

$$\text{золою:} \quad A^n = \frac{A^p}{Q_H^p} \cdot 10^3 ; \quad (3.12)$$

$$\text{сіркою:} \quad S^n = \frac{S^p}{Q_H^p} \cdot 10^3 . \quad (3.13)$$

Склад газоподібного палива визначають у відсотках однорідних га- зів, що входять до його складу.

Вихід летучих речовин – визначають шляхом прожарювання палива без доступу повітря за температури $850 \pm 10^0\text{C}$ протягом 7 хвилин.

Температура спалаху нафтопродуктів – це температура, за якої пари палива утворюють з навколишнім повітрям суміш, що спалахує у разі піднесення до неї полум'я.

Плавлість золи – температура початку деформації 1200^0C (легкопла- вкість); температура розм'якшення $200 \dots 1400^0\text{C}$ (середньоплавлість); те- мпература рідкоплавкого стану 1400^0C (тугоплавлість).

3.2. Основи теорії горіння

Теорія горіння – наука, що бурхливо розвивається. Пояснення проце- сів горіння стало можливим тільки в ХХ столітті на основі квантової фі- зики. Засновник теорії М.М. Семенов (1928 рік).

Швидкість горіння обумовлена не тільки хімічними властивостями палива, але і перенесенням теплоти, тиском та іншим.

Швидкість хімічних реакцій залежить від температури. У разі кімна- тної температури паливо-повітряна суміш зберігається довго. Для початку процесу горіння є два шляхи: нагріти всю суміш до температури самоза-

палювання (активації); піднести до паливо-повітряної суміші відкритий вогонь, тоді запаляться прилеглі молекули і відбудеться реакція горіння.

Умова горіння – це, коли кількість теплоти, яка виділяється під час процесу горіння ($Q_{p.e.}$) перевищує кількість теплоти, яка відводиться за рахунок теплопровідності (Q_{mn}).

$$Q_{p.e.} = A \cdot V \cdot e^{-\frac{E}{RT}} > Q_{mn} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \Delta T \cdot F, \quad (3.14)$$

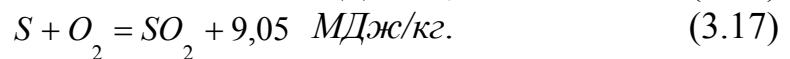
де E – енергія активації;

A – тепловий ефект реакції.

Горіння – протікання хімічної реакції в умовах прогресованого самоприскорення, зв'язаного з накопиченням теплоти. Горіння поширюється в просторі. Зона, що відмежовує паливо-повітряну суміш і продукти згорання, називається **полум'ям**.

За звичайного теплового горіння швидкість поширення полум'я 25^{35} м/с, за детонаційного (вибухового) горіння – 1500...2500 м/с.

Реакція горіння основних елементів палива:



Кількість теплоти, що виділяється у разі повного згорання одиниці кількості палива (для твердого і рідкого палива – 1кг, для газоподібного палива 1 м^3 за нормальних умов), називається **теплотою згорання**.

Вища теплота згорання враховує усе тепло, що виділилося, у тому числі витрачене на випаровування води, що містилася в паливі й утворилася під час згорання водню

$$Q_B^p = Q_H^p + 25(9H^p + W^p) \text{ кДж/кг}. \quad (3.18)$$

Формула Д.І. Менделєєва для нижчої теплоти згорання палива

$$Q_H^p = 340C^p + 1025H^p - 109(O^p - S_a^p) - 25W^p \text{ кДж/кг}, \quad (3.19)$$

або

$$Q_H^p = 340C^p + 1250H^p - 109(O^p - S^p) - 25(9H^p + W^p) \text{ кДж/кг}. \quad (3.20)$$

Теоретично необхідна кількість повітря для твердих і рідких палив:

$$L_o = 0,115 C^p + 0,345 H^p - 0,043 (O^p - S_a^p) \frac{\text{кг}}{\text{кг}}. \quad (3.21)$$

Дійсно необхідна кількість повітря L , кг/кг.

Коефіцієнт надлишку повітря:

$$\alpha = \frac{L}{L_o}. \quad (3.22)$$

Оптимальне значення коефіцієнта надлишку повітря залежить від виду палива і типу топки (з довідкових даних [6]).

Кількість продуктів горіння (за масою):

$$G_{CO_2} = 0,0367 \cdot C^p, \quad (3.23)$$

$$G_{SO_2} = 0,02 \cdot S_a^p, \quad (3.24)$$

$$G_{N_2} = 0,768 \cdot \alpha \cdot L_0 + 0,01 \cdot N^p, \quad (3.25)$$

$$G_{O_2} = 0,232 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0. \quad (3.26)$$

Маса сухих димових газів:

$$G_{c.z.} = G_{CO_2} + G_{SO_2} + G_{N_2} + G_{O_2}. \quad (3.27)$$

Ентальпія сухих димових газів (на виході з топки):

$$H_z = \frac{Q_e^p \cdot \eta_m + G_{ml} t_0 + \alpha \cdot L_0 \cdot H_0}{G_{c.z.}} \text{ кДж/кг}, \quad (3.28)$$

де η_m – к.к.д. топки, $\eta_m = 0,9$;

C_{ml} – теплоємність палива (за вологості W^p);

H_0 – ентальпія навколишнього повітря, (за $H-d$ – діаграмою).

$$C_{ml} = 4,19 \left[\frac{C_0(100 - W^p) + W^p}{100} \right] \text{ кДж/кг} \quad (3.29)$$

де C_c – теплоємність сухої маси палива, кДж/(кг·К).

Для твердого палива $C_c = 0,27$ кДж/(кг·К).

Кількість та ентальпія повітря і продуктів горіння. Теоретично необхідна кількість повітря – це кількість повітря, коли кисню досить для повного окиснювання всіх паливних елементів, що містяться в одиниці кількості палива, за умови відсутності кисню в продуктах горіння

$$V_0 = 0,089 \cdot K^p + 0,265 \cdot H^p - 0,033 \cdot O^p \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (3.30)$$

$$K^p = C^p + 0,375 \cdot S_a^p. \quad (3.31)$$

Об'єм триатомних газів:

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{K^p}{100}. \quad (3.32)$$

Теоретичний об'єм азоту:

$$V_{N_2}^0 = 0,79V_0 + 0,8 \frac{N^p}{100}. \quad (3.33)$$

Теоретичний об'єм водяної пари:

$$V_{H_2O} = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 0,0161 \cdot V_0. \quad (3.34)$$

Дійсний об'єм водяної пари:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0. \quad (3.35)$$

Дійсний об'єм димових газів:

$$V_z = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} + (\alpha - 1) \cdot V^0. \quad (3.36)$$

Ентальпія димових газів:

$$H_z = H_z^0 + (\alpha - 1) \cdot H_e^0, \quad (3.37)$$

$$H_z^0 = V_{RO_2} (c't)_{RO_2} + V_{N_2}^0 (c't)_{N_2} + V_{H_2O}^0 (c't)_{H_2O}, \quad (3.38)$$

$$H_e^0 = V^0 (c't) \cdot e. \quad (3.39)$$

3.3. Теплогенеруючі установки

У сільськогосподарському виробництві широко використовують теплогенеруючі установки для опалення, вентиляції, гарячого водопостачання, житлових та виробничих приміщень; подачі теплоносіїв (пари, гарячої води, гарячого повітря), для технологічних потреб, а також для отримання механічної та електричної енергії й енергії стислого повітря. Для цього використовують: топки, печі, котельні установки (звичайні та парাপетні), теплогенератори, газові опалювальні прилади (конвектори); двигуни внутрішнього згоряння; дизельні електростанції (ДЕС); паро- та газотурбінні установки; компресорні машини.

3.3.1. Топкові пристрої

Основним елементом більшості теплогенеруючих установок є топки. **Топкою** або **топковим пристроєм** називають частину котельної установки, що призначена для спалювання палива та одержання продуктів згоряння з можливо більшою температурою. Це камера з колосниками або без них, зольник, пристрої для подачі палива та повітря і для видалення шлаку. Топка парового чи водогрійного котла повинна забезпечувати зручність механізованого або ручного завантаження, повне й стійке згоряння палива з найменшими втратами теплоти, зручність видалення продуктів згоряння механізованим чи ручним способом. У топці відбувається тепло-віддача випромінюванням до екрана котла.

Класифікація топкових пристроїв

За способом спалювання палива усі топки поділяють на шарові та камерні. У шарових спалюють тверде паливо, у камерних – пилоподібне, дисперсно-рідке та газоподібне. Шарові топки бувають внутрішні, нижні та виносні, камерні – факельні та вихрові (циклонні).

Внутрішні топки розміщують всередині котлів. Перевага їх у тому, що вони оточені з усіх боків стінками котла. Це зменшує втрати теплоти випромінюванням. Топки мають малий обсяг топкового простору. В них забороняється спалювати паливо з великим вмістом летких речовин, а також дуже вологе. У цих топках спалюють антрацит та кам'яне вугілля, які завантажують в отвір, зроблений у стіні зовнішнього корпусу та жаровій трубі.

Закривають отвір топковими дверцятами. Нижче топки розміщують зольник, відокремлений від неї колосниковою решіткою.

Внутрішні топки надійні у роботі й пожежобезпечні. Недоліками їх є велика маса та обмеженість використання різних видів палива.

Нижні топки (підкотлові) монтують під паровим або водогрійним котлом. Це дає змогу нагрівати частини котлів рівномірніше, а наявність розпеченої цегляної кладки та великий об'єм – спалювати паливо з вели-

ким вмістом летких горючих речовин та паливо підвищеної вологості.

Виносні топки розміщують за межами поверхонь нагрівання парового чи водогрійного котла. У них можна спалювати низькосортне паливо з великим вмістом вологи: дрова, торф, сланці тощо.

Усі шарові топки за способом завантаження палива та обслуговування поділяють на ручні, напівмеханічні й механічні. У ручних топках виробничі процеси (завантаження палива, шурування, видалення золи та шлаку) виконують вручну, а в напівмеханічних деякі процеси механізовані. Прикладом може бути шахтна топка, де завантажене вручну паливо в міру згоряння нижніх шарів сповзає похилою колосниковою решіткою під дією власної маси.

Принцип роботи топки розглянемо на прикладі роботи ручної шарової топки з нерухомою колосниковою рейкою. Періодично кочегар завантажує у топку нові порції палива й вигортає золу та шлак. Нове паливо потрапляє на розжарений шар, швидко підсушується (перша фаза горіння), виділяє леткі речовини (друга фаза), які надходять у топковий простір й згоряють, кокс горить на колосниковій решітці (третья фаза). Кисень подається з повітрям у піддувало, проходить крізь колосникову решітку та шар палива. Частина кисню повітря вступає в реакцію з вуглецем коксу, а частина надходить у топковий простір, де з'єднується з леткими горючими речовинами.

Для зменшення втрат від хімічного недопалу необхідно у разі шарового способу спалювання паливо закидати частіше та невеликими порціями, не відкривати надовго дверцята, не допускати прогарів та шлакування колосникової решітки, рідке паливо слід добре розпилювати, підігрівати мазут, газоподібне паливо треба перемішувати з повітрям.

Для зменшення втрат від механічної неповноти згоряння, яка виникає під час спалювання твердого палива, необхідно зменшувати зазор між колосниками до мінімуму (відповідно до виду спалюваного палива), не видаляти шлаком решток твердого палива, попередньо підготовлювати паливо: подрібнювати великі шматки, відсіювати надто дрібні, запобігати виносу дрібних неспалених частинок у димохід.

Для зменшення втрат теплоти у навколишнє середовище від стін топки застосовують теплоізоляцію. Температура поверхні обшурування не повинна перевищувати 55°C за температури у приміщенні котельні 25°C. Можна також використовувати тепловиділення котла шляхом забирання теплого повітря з верхньої зони котельні та подачі його до дуттьового вентилятора.

Основні характеристики топкових пристроїв. Економічність роботи топкових пристроїв оцінюють їх кількісними та якісними характеристиками, які залежать від типу топкових пристроїв, марки і сорту палива, способу його спалювання. До кількісних характеристик належать:

Навантаження або теплова потужність – це кількість теплоти,

що утворюється під час спалювання певної кількості палива за одиницю часу (МДж/с).

Об'ємне теплове напруження топки є відношенням навантаження до активного об'єму топкової камери, для різних топок воно дорівнює 0,18...0,35 МДж/м³.

Теплове напруження для колосникової решітки – це відношення теплової потужності до активної площі, колосникової решітки.

Форсуванням називають підвищення теплової потужності топки шляхом спалювання додаткової кількості палива. Проте форсування можливе лише до певної межі, бо збільшуються втрати теплоти від хімічної неповноти згоряння та механічного недопалу.

Для порівняння топок різних конструкцій введено поняття к.к.д. топки:

$$\eta_T = 100 - (q_3 + q_4 + q_5^T), \quad (3.40)$$

де q_3 – втрати теплоти від хімічної неповноти згоряння палива, %;

q_4 – втрати теплоти від механічної неповноти згоряння, %;

q_5^T – втрати теплоти топкою у навколишнє середовище, %.

Втрати теплоти дають якісну характеристику топковим пристроям. Так втрати теплоти від хімічної неповноти згоряння палива для ручних топок становлять 2...5%, механічних й напівмеханічних 0...3, шахтних – 1%, камерних 1...1,5%. Втрати теплоти від механічної неповноти згоряння виникають через недогоряння палива, провалювання та винесення його частинок.

Шарові ручні топки. Ручна топка із звичайною колосниковою решіткою має топковий простір, огорожений цегляними стінами або стінами котла, колосникову решітку, зольник чи шлаковий бункер та топкові дверцята. Ручна колосникова решітка буває з коливними колосниками. Вона складається з шести поворотних колосників, вільно встановлених на кінцевих цапфах і з'єднаних між собою тягою, кінець якої за допомогою кривошипу та вилки кріпиться до рукоятки. Такі решітки використовують для палива, яке утворює розсипний шлак.

Оптимальна товщина шару бурого вугілля 400...800 мм, кам'яного 100...150 мм, великого антрациту 150...250 мм, дрібного антрациту 60...80 мм, торфу грудкового 400...800 мм.

Топку очищають наступним чином. Паливу дають догоріти настільки, щоб його залишків було достатньо для розпалювання топки після очищення. Потім згортають вугілля, що лежить на шлаці до задньої стінки топки, а шлак вигортають або проштотвхують крізь решітку. Шар палаючого вугілля знову вигортають і на нього завантажують нову порцію палива.

Піддувало використовують також як зольник, в якому збирають шлак та дрібні частинки палива. Колосникові решітки характеризуються живим перерізом і навантаженням. Відношення сумарної площі отворів у колос-

никовій решітці до її повної площі – живий переріз решітки. Площею колосникової решітки називають її активну частину, на якій розміщено дзеркало горіння (місце, де відбувається горіння палива від займання до вигорання коксу).

Кількість палива (вугілля), яке можна спалити на m^2 колосникової решітки за одиницю часу, називають навантаженням решітки. Існує також теплове напруження решітки ($kДж/m^2 \cdot c$).

Переваги ручних топок такі: можливість використання їх для різних видів палива і типів котлів з паропродуктивністю до 8...10 т/год., простота виготовлення й монтажу, а недоліки – періодичність дії, яка не забезпечує економічності процесу горіння, необхідність у важкій роботі під час їх обслуговування.

Механічні та напівмеханічні топки. *Топка ПМЗ* (рис. 3.1.) складається з нерухомої колосникової решітки типу РПК, пневмомеханічного закидача палива, бункера для палива тощо. Пневмомеханічний закидач складається з закидаючого, живильного та кулісного механізмів і редуктора, який монтується у корпусі, що кріпиться до каркаса котла. Закидаючий механізм живильника має вигляд барабана з чавунними лопатками і ротора, підшипники якого мають водяне охолодження. Кулісний механізм зіштовхує необхідну порцію палива на ротор, який лопатями розкидає його на колосниковій решітці.

Розмір порцій палива, що надходить із вугільного бункера, можна змінювати, пересуваючи повзун у прорізі куліси. Якщо встановлюють автоматичний регулятор горіння, то вал загального керування з'єднують із серводвигуном. Основна частина повітря, необхідного для горіння, надходить крізь колосникову решітку, а решта – через сопла та ротор закидача разом із паливом.

Під час виходу із ладу закидача топку завантажують вручну через шурувальні дверцята. Максимальний розмір шматків палива, яке можна завантажувати за допомогою ПМЗ, становить 30...40 міліметрів.

Топку з ланцюговою решіткою ЧЦР прямого ходу встановлюють на котлах типу ДКВР. Вона складається з безпровальних колосників лускоподібної форми, які монтують на ланцюгах спеціальної конструкції. Ланцюги встановлюють на зубчасті колеса, що насаджені на валах, укріплених на рамі решітки. Колосникове поле рухається від передньої стінки топки до задньої. Паливо з бункера подається через завантажувальний рукав до завантажувальної лійки, з якої під власною вагою надходить на ланцюгову решітку. Шибром регулюють товщину шару палива. Нову порцію його укладають на чисті холодні колосники, тому займання відбувається внаслідок вбирання теплоти від розжарених стінок, вже палаючого палива й продуктів згоряння (зверху вниз та спереду назад). Для очищення решітки в кінці топки змонтовано шлакознімач. Повітряні камери розміщено під верхнім полотном решітки, вони відокремлені одна від одної метале-

вими стінками. Повітря в них надходить та регулюється незалежно. Вздовж решітки змонтовано бокове ущільнення.

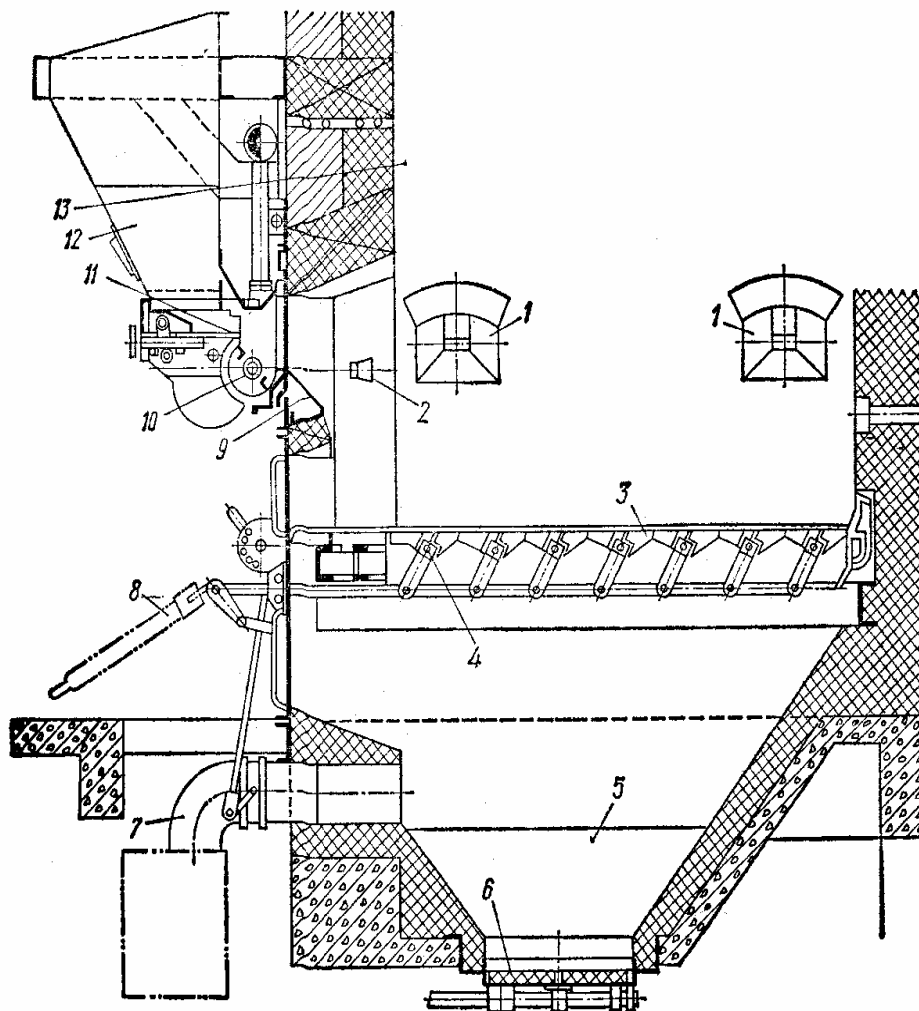


Рис. 3.1. Топка ПМЗ з пневмомеханічним закидачем ЦКТИ: 1 – віконниця; 2 – повітряне сопло; 3 – колосникова решітка; 4 – вал повороту колосників; 5 – шлаковий бункер; 6 – шлаковий затвор; 7 – повітропровід; 8 – рукоятка; 9 – чавунний короб для підведення повітря до закидача; 10 – закидач; 11 – регулювальна плита; 12 – бункер для палива; 13 – топкова камера

Топка з ланцюговою решіткою зворотного ходу відрізняється від попередньої тим, що колосникове полотно в ній рухається від задньої стінки до передньої. Такі топки використовують у котлах типу ДКВР. Вони створюють кращі умови для згоряння палива. Під час подачі його дрібні частинки падають ближче до передньої стінки, а більші – далі. Займання відбувається зверху і знизу, оскільки шматки палива потрапляють на розжарений шар всієї довжини решітки. Найменші частинки палива згоряють у завислому стані в топковому просторі.

Шахтні топки. Шахтна топка для спалювання твердого палива (переважно торфу) (рис. 3.2) складається з шахти, в яку навантажують паливо з бункера. Нижче встановлено похилі й горизонтальні колосники. Похила східчаста решітка перекрита склепінням так, щоб теплові промені відбивалися прямо на її частину, куди потрапляє свіже паливо. Дзеркалом горіння шахтної топки називають площу від відсічного склепіння до кінця горизонтальних колосників.

У шахтних топках горіння відбувається у три фази на верхніх колосниках – займання палива, на нижніх похилих – горіння і на горизонтальних – догоряння (третя фаза). Відповідно до фаз горіння окремо до кожної зони горіння подають паливо і певна кількість повітря. Для цього підколосниковий простір розділено перегородками на три зони. Кожна з них має свої дверцята і заслінку для видалення шлаку. Для кращого підсушування палива топка має бути весь час ним заповнена, а дверцята зачинені. Для запобігання викиданню полум'я треба відчинити верхню кришку завантажувальної лійки за зачиненої нижньої. Після цього закривають верхню кришку та відкривають нижню заслінку. Не можна завантажувати топку дрібним паливом або проштовхувати його зверху донизу. Це може призвести до опіків обслуговчого персоналу внаслідок викидання полум'я.

Шахтні топки напівмеханічні, шлак із них видаляють вручну через нижні дверцята. Недоліки цих топок такі: важка ручна праця під час видалення шлаку та попелу, ручне шурування топки і значна її теплова інерція, швидке прогоряння колосників. Для механізації видалення шлаку на нижній горизонтальній решітці встановлюють шурувальну планку та колосники, які коливаються від загального приводу.

Для спалювання низькосортного кам'яного або бурого вугілля, побутових та сільськогосподарських відходів використовують топки з киплячим та рециркулювальним шарами (останні роблять виносними). При цьому частинки палива перебувають у завислому стані. Відбувається постійне їх переміщення та змішування з повітрям, завдяки чому вирівнюється температура в шарі, поліпшується змішування з повітрям, а також умови теплообміну у топці.

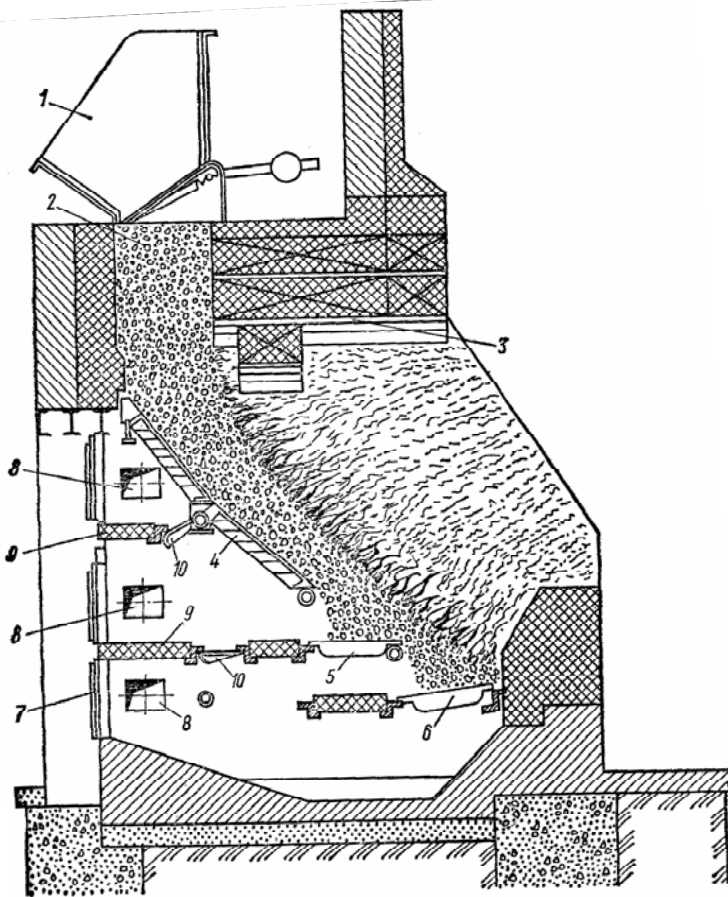


Рис. 3.2. Шахтна топка для спалювання торфу: 1 – бункер; 2 – шахта; 3 – склепіння топки; 4 – похилий колосник; 5 – верхній горизонтальний колосник; 6 – нижній горизонтальний колосник; 7 – дверцята; 8 – повітропровідні вікна; 9 – перегородки; 10 – засувки

ється факелом, і в той же час захищає цегляну кладку від високої температури.

Факельні топки для спалювання пилоподібного палива бувають із твердим та рідким шлаковидаленням.

Факельні топки для рідкого та газоподібного палива роблять із горизонтальним або дещо похилим подом.

Камерні топки. Ці топки пристосовані для спалювання твердого, рідкого й газоподібного палива. Тверде паливо подрібнюють на спеціальних пилоприготувальних млинах, а рідке – розпилюють форсунками. Газоподібне паливо не потребує спеціальної підготовки. Тверде паливо використовують у котлах із паропроductивністю 25 т/год і вище, а рідке й газоподібне – для котлів будь-якої продуктивності.

Факельна топка – це прямокутна камера (рис. 3.3) із вогнетривкої цегли, стінки топки зсередини вкриті системою кип'ятильних труб – топковими екранами, а іноді й трубами радіаційного пароперегрівника. Це ефективна поверхня нагрівання котла, вона вбирає більшість теплоти, що випроміню-

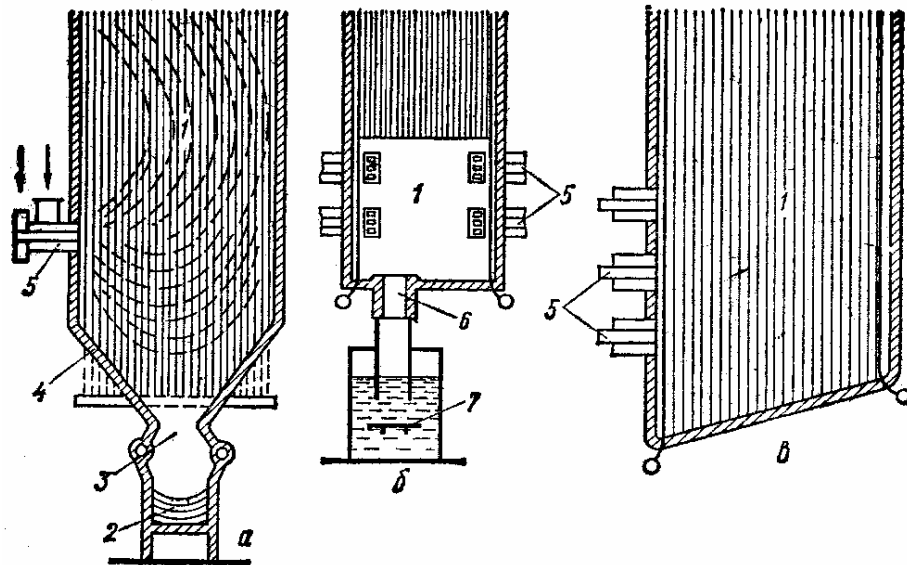


Рис. 3.3. Схеми факельних топок для пилоподібного палива з твердим (а), рідким (б), шлаковидаленням та для газоподібного палива (в):

- 1 – топкові камери; 2 – шлакоприймальний пристрій;
 3 – горловина; 4 – лійка; 5 – пальники;
 6 – льотка; 7 – шлакоприймальна ванна

Пальники бувають прямоковими та вихровими. Спосіб спалювання палива вибирають залежно від виду його та паропроодуктивності котла. Згоряння палива відбувається у завислому стані. Температура факела становить 1300...1500°C, знижуючись на виході з топки до 900... 1100°C внаслідок вбирання значної частини теплоти топковим екраном.

Пальники для пилоподібного палива бувають круглі, вихрові та прямокові пилові. Найчастіше використовують пальники ТКЗ та ОРГРЕС.

Топки для рідкого палива. Розпилене рідке паливо добре змішується з повітрям, тому спалювати його можна у разі меншого надлишку повітря та за високої температури. Для економічного й сталого горіння рідкого палива (наприклад, мазуту) треба мати акумулятор теплоти (розжарена цегляна кладка). У разі затухання факела він легко запалюється від розжареної кладки.

Мазутну топку котлів типу ДКВР, щоб уникнути перегрівання та руйнування кип'ятильних труб, у нижній частині закривають вогнетривкою футерівкою.

Форсунки для розпилення палива бувають чотирьох типів: механічні, парові, ротаційні та повітряні. У механічних розпилення відбувається в результаті високого тиску палива, утвореного насосом, у парових – парю, у ротаційних – завдяки відцентровій силі, що виникає під час руху ротора, а в пневматичних – стиснутим повітрям. Форсунки бувають круг-

лі або плоскі. У круглих паливо надходить з отвору, розміщеного в центрі, а пара чи повітря – з кільцевої щілини, розташованої за колом. Вони дають довгий факел. У плоских форсунках паливо надходить із верхньої щілини, а пара або повітря – з нижньої. Плоскі форсунки утворюють короткий факел. Якість розпилення значною мірою залежить від попереднього нагрівання палива.

Форсунка з механічним розпиленням складається з корпусу, відповідного ствола, на якому змонтовано розпилювальну головку та диск із вихровою камерою. Мазут із ствола крізь отвори розпилювального диска надходить у периферійні прорізи, потім у його центральну камеру і через отвори розпилювальної головки – у топку.

У форсунках з паровим розпиленням мазут надходить у кільцевий простір між двома трубами, пара – через внутрішню трубу до сопла. У дифузори пара розширюється, набуває великої швидкості й утворює розривлення. В результаті цього мазут крізь периферійні отвори у соплі всмоктується в простір між соплом та дифузором і, потрапляючи у швидкий потік пари, розпилюється. Чим вище тиск пари перед форсунками, тим краще розпилюється паливо.

Основна частина ротаційної форсунки Р-1-150МІ, кінчна розпилювальна чаша, знаходиться на кінці вала, який обертається з частотою 5...7 тис. об/хв. Паливо подається в розпилювальну чашу, де під дією відцентрової сили розтікається на її поверхні і у вигляді тоненької плівки надходить у топкову камеру, перетворюється на крапельки та пару й згоряє. Для кращого розпилення палива навколо чаші через зазор, що утворюється між нею та соплом, подають повітря, необхідне для згорання.

У форсунках із повітряним розпиленням паливо вводять до топки разом із повітрям. Подають його у внутрішній канал пальника, потім у завихрювач, на виході з нього повітря стискається з мазутом і розпилює його на дрібні крапельки. Форсунки з повітряним розпилюванням використовують у котлах великої, а з паровим – малої потужності. Норму витрати мазуту та повітря встановлюють вентилями на мазуто- та паротрубопроводах. Перед розпиленням мазут необхідно підігріти.

Подача палива форсункою досягає 40 кг/год. Під час горіння утворюється довгий круглий факел. Ці форсунки використовують у котлах типу КВ, а в котлах серії Е-1/9 – ротаційні АР-90. Механічні форсунки найбільш економічні.

Топки для спалювання газоподібного палива. Топки для спалювання газоподібного палива за будовою аналогічні топкам для спалювання рідкого палива. В них можна одночасно спалювати мазут і газ. Під час спалювання газоподібного палива основним елементом топкового пристрою є пальник, який подає в топку газ і повітря у необхідній кількості та забезпечує інтенсивне змішування й швидке розпалювання суміші. За конструкцією пальників їх поділяють на щілинні, круглі, а також комбіновані

газо- й пиломазутні. За принципом дії газові пальники поділяють на інжекційні, змішувальні та дифузійні.

Дифузійний пальник – це такий, через який надходить тільки газ, а повітря, необхідне для його спалювання, подається завдяки розрідженню, що створюється в топці. Такі пальники найбільш прості за конструкцією, зручні в роботі, надійно працюють за низького тиску. Основними їх недоліками є великий факел, який потребує відповідного топкового простору. Значна частина теплоти під час згоряння газу передається за рахунок випромінювання. Теплове напруження легко регулюється подачею газу.

Пальники цього типу виготовляють із металевих труб різного перерізу, в яких є отвори діаметром 0,5...5,5мм з інтервалом 4...16мм (рис. 3.4, а).

В інжекційному пальнику частина повітря, необхідного для горіння, надходить у пальник і змішується з газом, а друга частина за рахунок інжекції газоповітряного потоку й розрідження всмоктується в топку (рис. 3.4, б). Інжекційний пальник низького тиску складається з газового

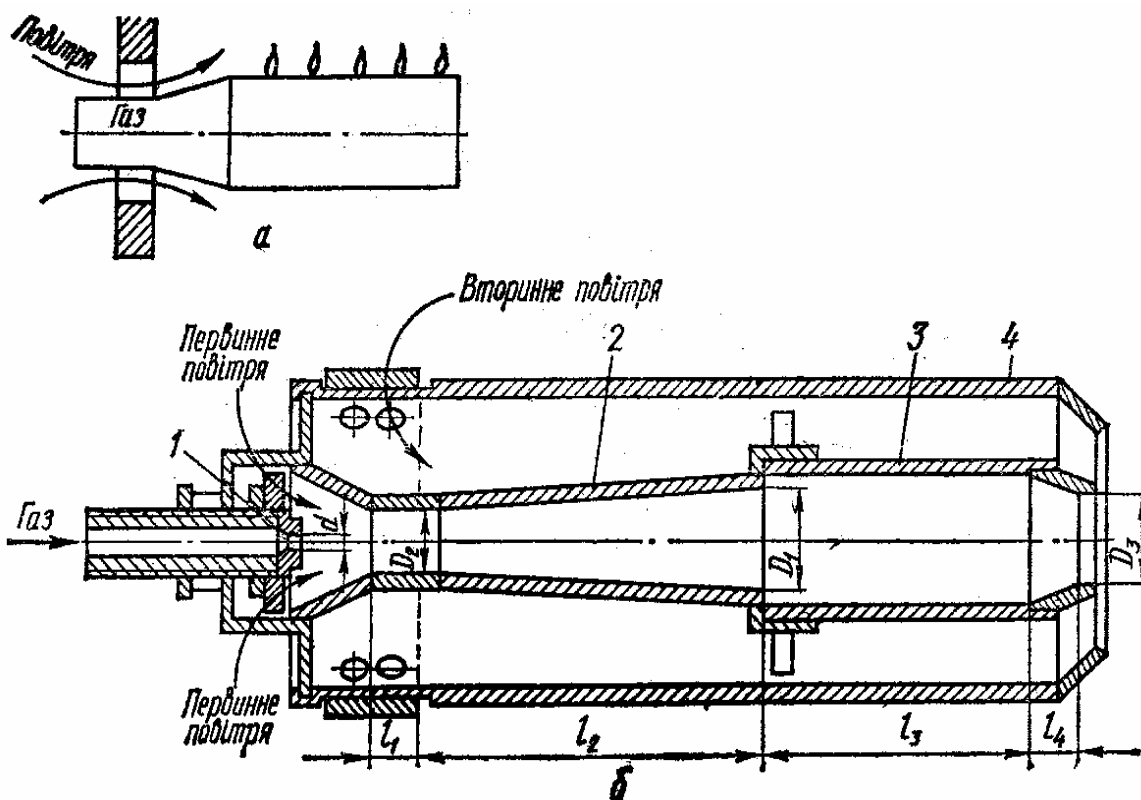


Рис. 3.4. Схема дифузійного (а) та інжекційного (б) пальників:

1 – сопло газове; 2 – змішувач; 3 – насадка; 4 – кожух

сопла, змішувача і насадки, які розміщуються в корпусі. Сопла бувають різної форми. Топки для спалювання газоподібного палива зручні в експлуатації, працюють за низького тиску газу і не потребують додаткового обладнання для подачі повітря. Факел у них коротший, ніж у дифузійних, а температура вища. Полум'я не солом'яно-жовте, а блідо-блакитне із зе-

ленуватим ядром. За неповного згоряння й недостачі повітря полум'я пальника подовжується, стає фіолетовим, а кінець факела жовтіє або червоніє. У разі великого надлишку повітря полум'я зменшується, стає безколірним і, відриваючись від пальника, починає гудіти.

Для нормальної роботи пальника швидкість газоповітряного потоку повинна перевищувати швидкість горіння. У разі порушення цієї вимоги виникають спалахи полум'я у пальниках або відрив факела. До того ж топка загазовується, що у разі повторного розпалювання може призвести до вибуху. Не можна користуватися пальником, якщо тиск газу та повітря перевищують норму; в разі збільшення навантаження необхідно терміново зменшити подачу повітря, а потім газу. Тягу в топці регулювати поступово, спостерігаючи за горінням; розпалювати газ треба тільки біля насадки; під час вимкнення пальника необхідно спочатку зменшити подачу газу, а потім припинити подачу повітря й вимкнути газ. Топка газоподібного палива має такі прилади: манометри, фільтри, регулятор тиску, запобіжні й запірні клапани, лічильник, запірну засувку перед пальником, газовий пальник, газопроводи. Усе газове обладнання розміщують в окремому приміщенні з посиленою вентиляцією.

Для очищення газу від домішок використовують фільтри, заповнені мінеральною ватою або кінським волоссям. Запобіжно-запірний клапан є необхідним пристроєм для захисту систем газопостачання. У разі підвищення або зменшення тиску клапан автоматично вимикає подачу газу в систему.

3.3.2. Котельні установки

Котельна установка – це пристрій для виробництва пари або гарячої води заданих параметрів для енергетичних, технологічних та опалювальних цілей. Котельна установка складається з котельного агрегату та допоміжних пристроїв.

Котельний агрегат – основна частина котельної установки. До його складу входять: топка, котел, пароперегрівач, економайзер, повітропідігрівач, каркас, обмуровка, газоходи, арматура і гарнітура.

Допоміжні пристрої: склад палива, паливоприготувальний пристрій, цех водопідготовки, живильні насоси, дуттьові вентилятори, димососи, димова труба, пристрої золо-, шлаковидалення, контрольно-вимірвальні прилади та автоматика.

У сільському господарстві використовують котли типу: ДКВР (20 т/год, 6...24 атм); КВ-300 (300кг/год, 0,7 атм); Д-721 (0,8 т/год, 0,7 атм).

Схематично основні елементи котельної установки показано на рис 3.5. На цій схемі не показано склад палива, шлако-золосховище, резервуари запасу живильної води, цех водопідготовки, лабораторію аналізу якості живильної води, приміщення контрольно-вимірвальних приладів та автоматики.

Класифікація котельних агрегатів

Природна циркуляція		Примусова циркуляція	
Газотрубні	Водотрубні	Багатобарабанні Прямоточні	
Димогарні Жаротрубні	Двобарабанні Однобарабанні		
Низького тиску p до 1МПа	Середнього тиску p до 1–10МПа	Високого тиску p до 10...22,5МПа	Позакритичного тиску $p > 22,5$ МПа
Малої продуктивності до 20 т/год		Середньої продуктивності 20–220 т/год	Великої продуктивності > 220 т/год

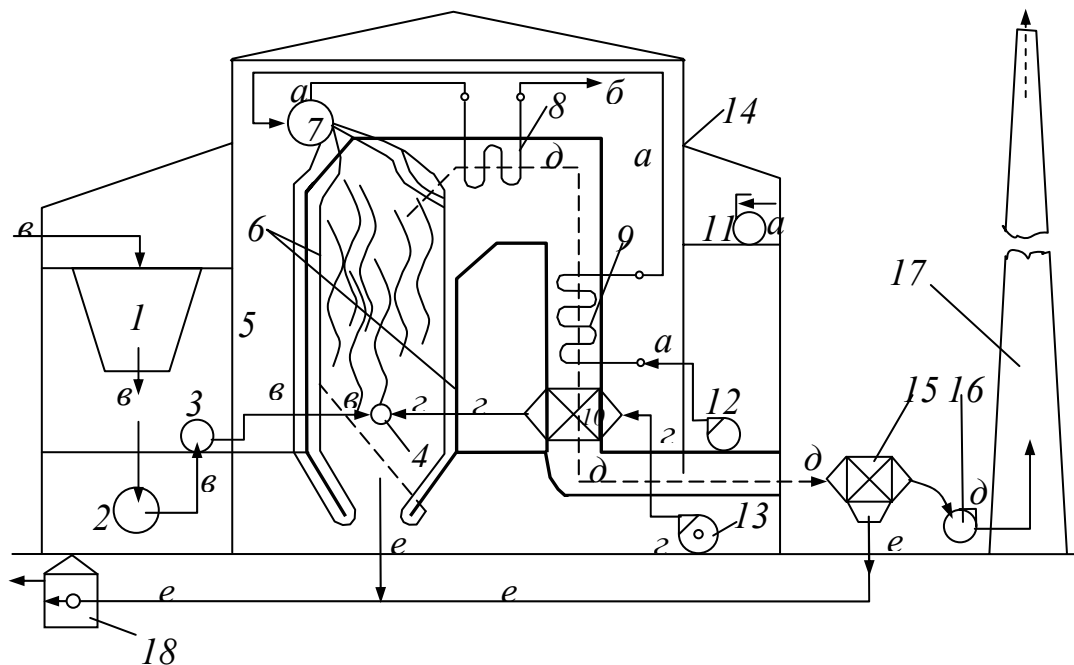


Рис. 3.5. Загальна схема котельної установки: 1– бункер палива; 2– вуглерозмельний млин; 3 – млинковий вентилятор; 4 –пальник; 5 – контур топки і газоходів котельного агрегату; 6 – екрани топки; 7 – барабан; 8 – пароперегрівник; 9 – водяний економайзер; 10 – підігрівник повітря; 11 – деаератор із баком запасу води; 12 – живильний насос; 13 – вентилятор; 14 – контур будинку котельні (приміщення котельного відділення); 15 – золоуловлювальний пристрій; 16 – димосос; 17 – димова труба; 18 – насосна для відкачування золошлакової пульпи: а – водяний тракт; б – перегріта пара; в – паливний тракт; г – шлях руху повітря; д – тракт продуктів згоряння; е – шлях золи і шлаку

Принцип роботи котлів (контур природної циркуляції). Схему природної циркуляції показано на рис. 3.6. З барабана 1 холодна вода трубами 2 опускається в колектор 3 та під дією її тиску (P_x) більш легка гаряча вода та пароводяна суміш підіймаються іншими трубами 4, частина пару виходить у паропровід, а замість нього надходить холодна вода. Труби розділено теплоізолювальною обмуровкою котла 5.

Природна циркуляція виникає завдяки різниці щільності гарячої ρ_2 та холодної ρ_x води, що обумовлює різницю тисків бо $\rho_x > \rho_2$.

Тобто тиск холодної води можна визначити за формулою:

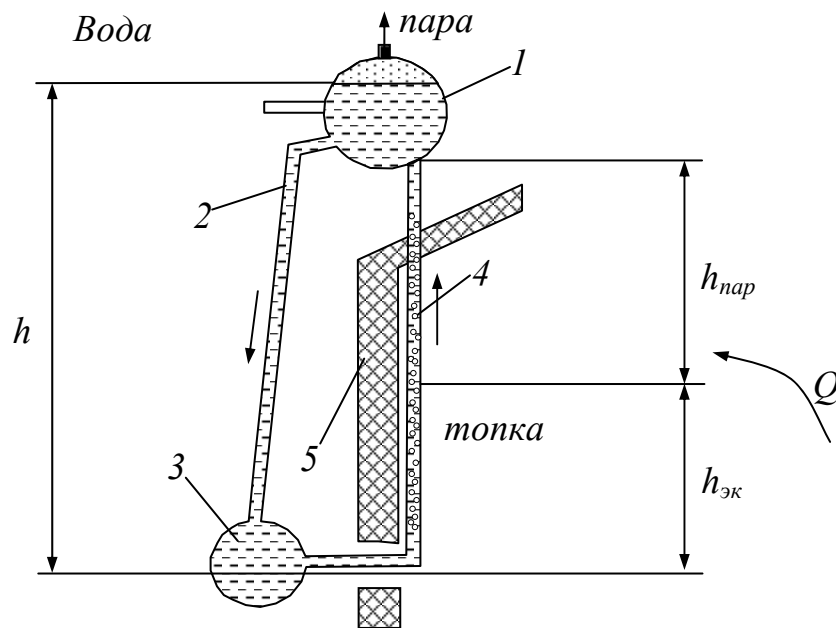


Рис. 3.6. Схема природної циркуляції парових котлів: 1 – верхній барабан; 2 – труба, що не обігривається; 3 – колектор; 4 – труба, що обігривається; 5 – обмуровання котла

$$P_x = \rho_x g h, \quad (3.41)$$

де P_x – тиск холодної води, Па;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

h – висота стовпа холодної води (рис.3.6), м.

Тиск гарячої води можна визначити за формулою:

$$P_2 = \rho_2 g h_{ек} + \rho_{пар} g h_{пар}, \quad (3.42)$$

де P_2 – тиск гарячої води, Па;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ;

h_{ek} – висота стовпа гарячої води (рис.3.6), м ;

$\rho_{пар}$ – щільність водяної пари, $\text{м}^3/\text{кг}$;

$h_{пар}$ – висота стовпа пароводяної суміші (рис.3.6), м .

Із вищезазначеного, що щільність холодної води більша за щільність гарячої води, а тим більше пароводяної суміші, маємо:

$$P_x \geq P_o. \quad (3.43)$$

Під дією цього підвищеного тиску і виникає природна циркуляція. Треба зазначити, що у разі однократного проходження контура природної циркуляції не всі частинки води перетворюються на пару, тому виникає необхідність застосовувати декілька циклів проходження цього контура, що враховується за допомогою кратності циркуляції.

Кратність циркуляції – це відношення витрати води, яка пройшла за одну секунду через циркуляційний контур до його паропродуктивності:

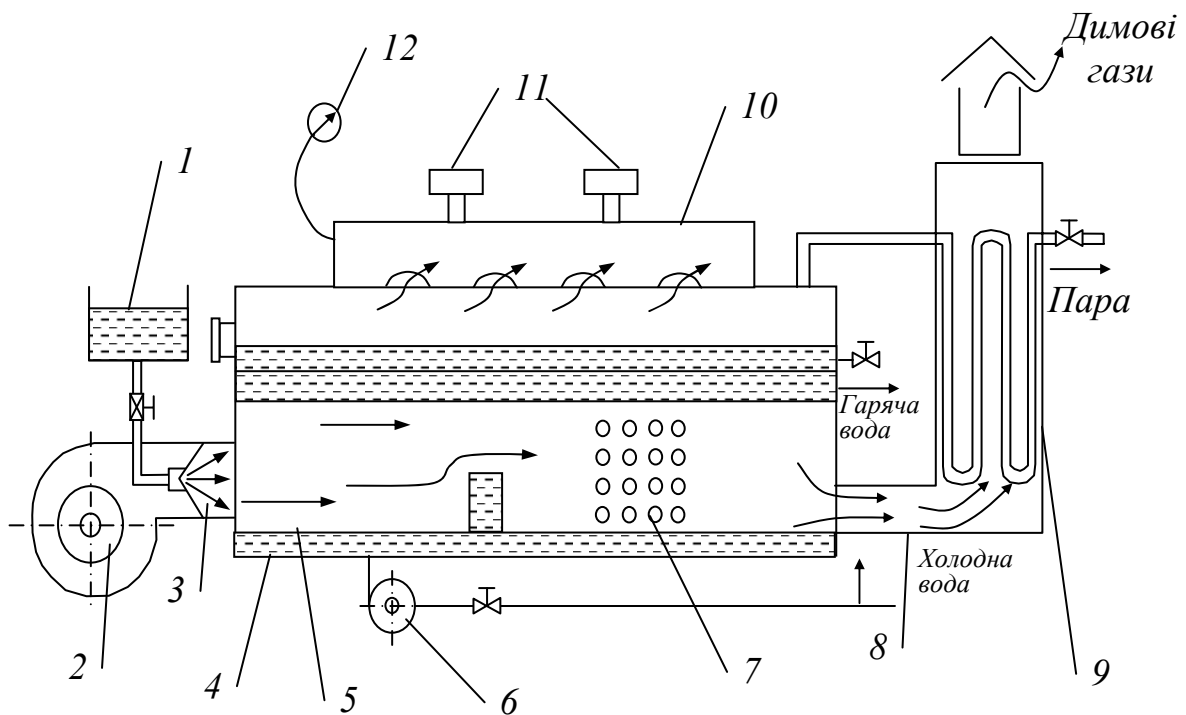


Рис. 3.7. Схема котла КВ-300М. 1 – бак паливний, 2 – вентилятор, 3 – паличник, 4 – котел, 5 – труба жарова, 6 – живильний насос, 7 – конвективний пучок труб, 8 – димова труба, 9 – пароперегрівач, 10 – парозбірник, 11 – клапан запобіжний, 12 – манометр

$$K = \frac{G}{D} \text{ кг/кг}, \quad (3.44)$$

де K – кратність циркуляції, кг/кг;

G – витрата води, кг/с;

D – паропроодуктивність котла, кг/с.

Зазвичай, частинкам води треба пройти контур природної циркуляції від восьми до п'ятидесяти разів, тобто $K = 8 \dots 50$.

Котельні установки великої паропроодуктивності, схему якої представлено на рис 3.5., не дуже часто використовують у сільському господарстві. Більш поширеними є компактні котельні установки малої продуктивності (наприклад, КВ-300М, рис.3.7.).

3.3.3. Тепловий баланс котельного агрегату

Під час згоряння палива в котельній установці виникають перетворення хімічної енергії палива у теплову. Частина її перетворюється у корисну продукцію – пар, друга частина втрачається. Ефективність використання теплоти у котельному агрегаті визначається тепловим балансом.

Тепловий баланс котельного агрегату – це рівняння між кількістю підведеної теплоти і сумою корисно використаної та втраченої теплоти. Складання теплового балансу є першим кроком теплового розрахунку котельного агрегату. Розрізняють матеріальний та енергетичний баланс котельного агрегату.

Рівняння зберігання речовини:

$$\sum D = 0, \quad (3.45)$$

$$D_{\text{пост}} - D_{\text{кор.вик}} - D_{\text{втр}} = 0. \quad (3.46)$$

Рівняння зберігання енергії:

$$\sum Q = 0. \quad (3.47)$$

Тобто, кількість теплоти, яка *надходить* до котельного агрегату може бути *корисно використана* або *втрачена*.

$$Q_{\text{пост}} - Q_{\text{кор.вик}} - Q_{\text{втр}} = 0. \quad (3.48)$$

Кількість теплоти, яка надходить до котельного агрегату складається з *нижчої робочої теплоти* згоряння палива, *фізичної теплоти палива* та *фізичної теплоти повітря*:

$$Q_{p(\text{пост})}^p = Q_H^p + Q_{\text{фіз.п.}} + Q_{\text{фіз.пов.}}, \quad (3.49)$$

$$Q_H^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (3.50)$$

де Q_H^p – нижча робоча теплота згоряння палива, кДж;

Q_1 – корисно використана теплота, кДж;

Q_2 – втрати теплоти з газами, що відходять, кДж;

Q_3 – втрати теплоти від хімічного недопалення, кДж;

Q_4 – втрати теплоти від механічного недопалення, кДж;

Q_5 – втрати теплоти в навколишнє середовище, кДж.

Більш зручно користуватися рівнянням відповідних значень питомих кількостей теплоти у відсотках, позначивши:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 = 100, \quad (3.51)$$

де $q_1 = \frac{Q_1}{Q_n^p}$ – питома корисно використана теплота, 80-92%;

$q_2 = \frac{Q_2}{Q_n^p}$ – питомі втрати теплоти з газами, що відходять, 15-20%;

$q_3 = \frac{Q_3}{Q_n^p}$ – питомі втрати теплоти від хімічного недопалення, 1,3-1,7%;

$q_4 = \frac{Q_4}{Q_n^p}$ – питомі втрати теплоти від механічного недопалення, 2-12%;

$q_5 = \frac{Q_5}{Q_n^p}$ – питомі втрати теплоти в навколишнє середовище, 1,2-3,0%;

Коефіцієнт корисної дії котельного агрегату (к.к.д.) – це відношення корисно використаної теплоти до кількості теплоти підведеної та вираженої у відсотках.

$$\eta_{к.д.} = \frac{Q_1}{Q_n^p} \cdot 100\% = q_1 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5), \quad (3.52)$$

$$\eta_{к.д.} = \frac{D(h - h'_{п.в.})}{B \cdot Q_n^p} \cdot 100\%, \quad (3.53)$$

$$\eta_{к.д.} = 80...92\%. \quad (3.54)$$

З цієї формули можна визначити годинну витрату пального B :

$$B = \frac{D(h_{п.в.} - h'_{п.в.})}{\eta_{к.д.} \cdot Q_n^p} \cdot 100\%, \left[\frac{кг}{ч} \text{ або } \frac{м^3}{ч} \right]. \quad (3.55)$$

Випаровувальна здатність котельного агрегату:

$$U = \frac{D}{B}, \text{ кг пари/кг пального.} \quad (3.56)$$

Розрахункові характеристики топков.

1. Теплова напруга топкового простору:

$$q_V = \frac{B \cdot Q_n^p}{V_m}. \quad (3.57)$$

2. Теплова напруга дзеркала горіння решітки:

$$q_R = \frac{B \cdot Q_n^p}{R}, \quad (3.58)$$

де R – площа дзеркала горіння, $м^2$;

3. Коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) топки:

$$\eta_m = 1 - \frac{q_3 + q_4 + q_5 + q_6}{100}, \quad (3.59)$$

де q_6 – втрати теплоти з теплою шлаків.

3.3.4. Допоміжне обладнання й експлуатація котельних установок

Допоміжні пристрої забезпечують нормальну безперебійну роботу котла.

Найважливіші під час експлуатації котлів допоміжні пристрої котельних установок, які пов'язані з використанням електроприводу, а саме:

Живильна установка. Складається з насосів для подавання води в котел під тиском і трубопроводів.

Тягодуттьовий пристрій. Складається з дуттьових вентиляторів, системи газоповітроводів, димососів і димової труби.

Він служить для подачі повітря в топку, руху продуктів згорання га-зоходами і видалення димових газів за межі котельної установки.

Паливоприготувальний пристрій.

а) у випадку твердого палива: млин (ШБМ), дробарки, сушарки, живильники, транспортери, закидачі;

б) у випадку спалювання газу: газорегуляторна станція чи установка, редуктор, фільтр, запірно-запобіжний клапан, газопроводи.

Пристрій для підготовки живильної води. Забезпечує очищення води від механічних домішок, накипоутворювальних солей жорсткості і газів. Фільтри механічні, Н та Na - катіонітові фільтри, деаератори.

Пристрій для видалення золи і шлаку. Вагонетки, транспортери для видалення шлаку та механічні фільтри, мокрі скрубери, електрофільтри для видалення золи з димових газів.

Паливний склад. Механізми для розвантаження і подавання палива в паливно-підготовче відділення: а) склад твердого палива, перевантажувач, транспортер; б) мазутосховище, трубопроводи; в) газове господарство, ємкість для газу, трубопроводи.

Арматура і гарнітура котлів.

Для керування роботою котлів, а саме арматура для пароводяного тракту: вентилі, засувки, клапани, спускні крани, водомірне скло, монometri; для газового тракту – гарнітура, засувки, шибери, дверцята, лази, вічка; для контролю процесу горіння – азбестові вибухові клапани, колосники.

Контрольно-вимірювальні прилади. Контрольно-вимірювальні прилади (КВП) і автоматика забезпечують безперебійну і узгоджену роботу вузлів котельної установки для вироблення необхідної кількості пари визначеної температури і тиску.

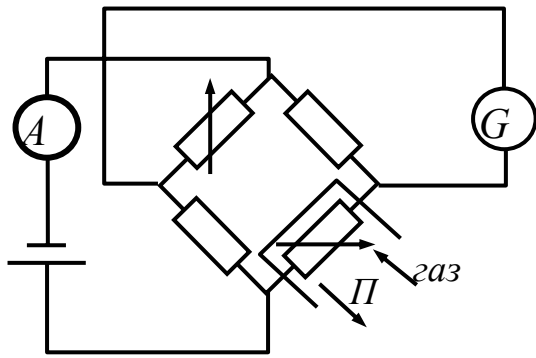


Рис. 3.8. Схема газоаналізатора

До контрольно-вимірювальних приладів відносять: показчики рівня, манометри, реле тиску, тягоміри, пірометри, термореле, термометри опору, термореле, витратоміри, водоміри, газоаналізатори (див. рис. 3.8.).

Робота газоаналізатора базується на тому, що теплопровідність CO_2 і SO_2 різко відрізняється від теплопровідності N_2, O_2 .

Розрахунок тягодуттьових пристроїв. Природна тяга.

Природна тяга як і природна циркуляція у котлі базується на різниці щільності, в даному випадку гарячого та холодного повітря.

Схему природної тяги показано на рис.3.9.

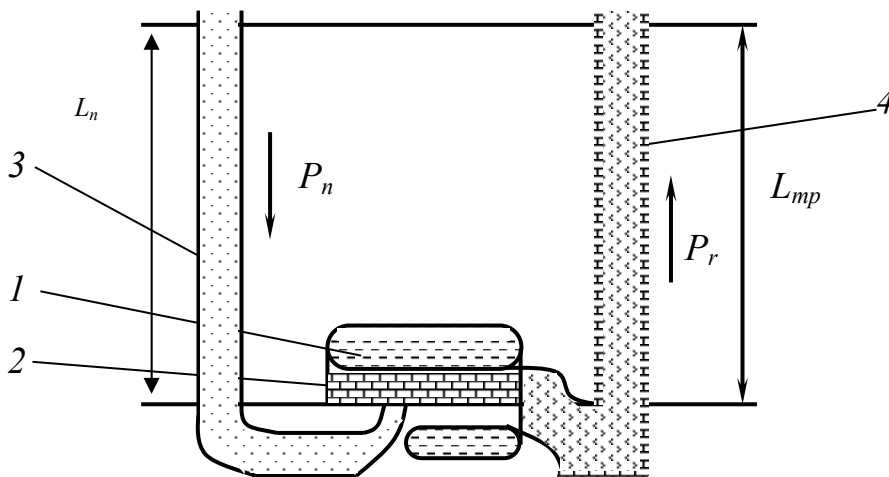


Рис. 3.9. Схема природної тяги котельної установи: 1 – котел; 2 – топка; 3 – умовно виділений стовп холодного повітря; 4 – димова труба

Розрахунок висоти димової труби:

Тиск стовпа повітря висотою L_n :

$$P_n = \rho_n \cdot g \cdot L_n \quad (3.60)$$

Тиск стовпа газів висотою L_{mp} :

$$P_g = \rho_g \cdot g \cdot L_{mp} \quad (3.61)$$

при

$$L_n = L_{mp} \quad (3.62)$$

та враховуючи, що

$$\rho_n \gg \rho_g \quad (3.63)$$

маємо: $P_n = P_z + \Delta H$, (3.64)

або $\rho_n \cdot g \cdot L_n = \rho_z \cdot g \cdot L_{mp} + \Delta H$. (3.65)

Тоді висота труби буде:

$$L_{mp} = \frac{\rho_n \cdot g \cdot L_n - \Delta H}{\rho_z \cdot g}. \quad (3.66)$$

Природна тяга використовується у разі опору газового тракту $\Delta H < 25$ м. Під час більшого опору газоходів використовують додатково димососи та вентилятори.

Класифікація тягодутьових установок:

Тягодутьові установки бувають двох типів – відцентрові та осьові.

Потужність тягодутьового пристрою:

$$N = 1,1 \frac{V \cdot p}{102 \cdot \eta}, \text{ кВт}, \quad (3.67)$$

де V – продуктивність тягодутьового пристрою, м³/с; p – тиск, Па.

Розрахунок живильного насоса. Вибір живильного насоса виконується за продуктивністю та повного напору:

$$N = \frac{Q \cdot p_n \cdot 10^3}{0,36 \cdot \eta_n \cdot \eta_{ос}}, \quad (3.68)$$

де Q – продуктивність насоса, м³/год.

Експлуатація котельних установок.

За нормальної роботи котла кількість живильної води, яка подається, повинна дорівнювати паропроductивності, а кількість спаленого палива – кількості повітря, що подається, з врахуванням α .

Порушення цих вимог призводить до зниження к.к.д., зміни параметрів пари або гарячої води, до аварій.

За недостатньої подачі палива знижується к.к.д. (через зниження температури топкових газів), може виникнути згасання факела, а у разі повнення подачі палива може виникнути вибух.

Збільшення відбору пари у разі незмінної подачі живильної води призводить до швидкого зниження рівня води в барабані, оголення вихідної частини труб, їх перегріву та руйнування, а в жаротрубних котлах – до вибуху.

Ручне регулювання котлів дуже ускладнено. Тому встановлюють автоматичні (електричні) мікропроцесорні регулятори.

3.4. Двигуни внутрішнього згорання

Двигуни внутрішнього згорання ретельно вивчають у курсі "Трактори і автомобілі", тому розглянемо тільки двигун Ванкеля, який є перспективним та, поки що, не знайшов широкого застосування в сільському господарстві.

Двигун Ванкеля є проміжним між поршневими двигунами внутрішнього згоряння і газотурбінними двигунами. Двигун Ванкеля – це роторно-поршневий двигун, який запропоновано в 1957 році. Схему двигуна представлено на рис.3.10.

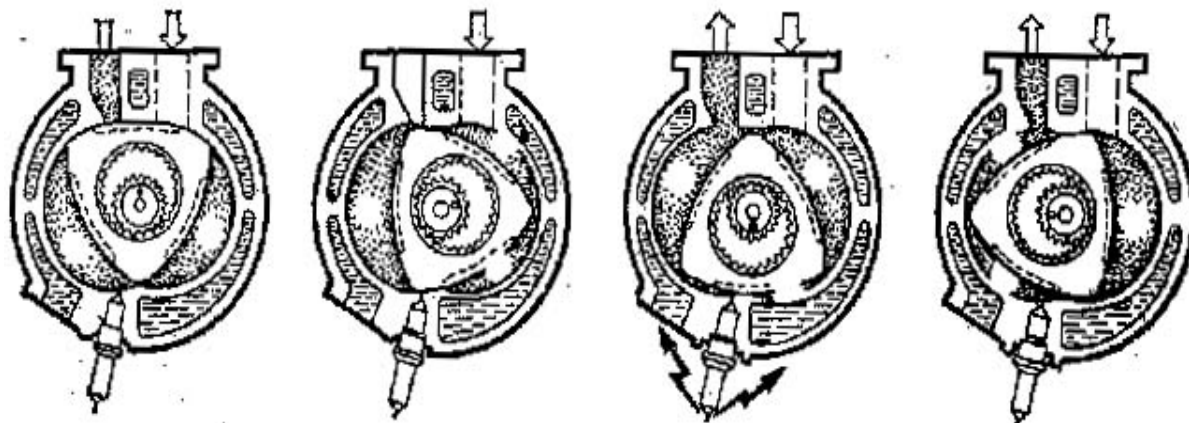


Рис. 3.10. Схема двигуна Ванкеля

У ньому немає кривошипно-шатунного механізму та механізму газорозподілу.

Розміри двигуна Ванкеля в 2–3 рази менші ДВЗ однакової потужності. Випускають ФРН, США, Японія (автомобіль Мазда).

Наддування двигунів внутрішнього згоряння. Наддування у ДВЗ здійснюють шляхом збільшення кількості свіжого заряду пальної суміші,

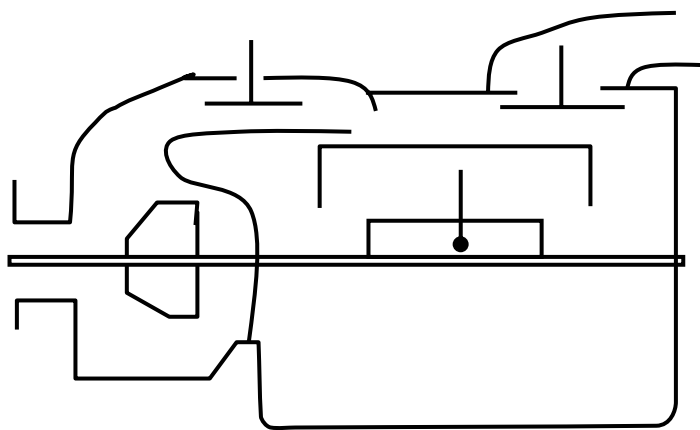


Рис. 3.11. Схема з приводним компресором

що подається у двигун. Наддування, звичайно, застосовують із метою збільшення потужності (на 20-45%), а також для компенсації її падіння в умовах високогір'я, для зниження токсичності відпрацьованих газів. Розрізняють два види наддування: агрегатне та швидкісне.

Агрегатне наддування здійснюється за допомогою компресора (рис.3.11.), турбокомпресора (рис.3.12.), або комбіновано.

На транспортних двигунах має поширення динамічне наддування (швидкісне наддування) (рис.3.13.), яке дозволяє шляхом неістотних змін у конструкції трубопроводів форсувати двигун або поліпшити економічність його роботи у разі зберігання потужності.

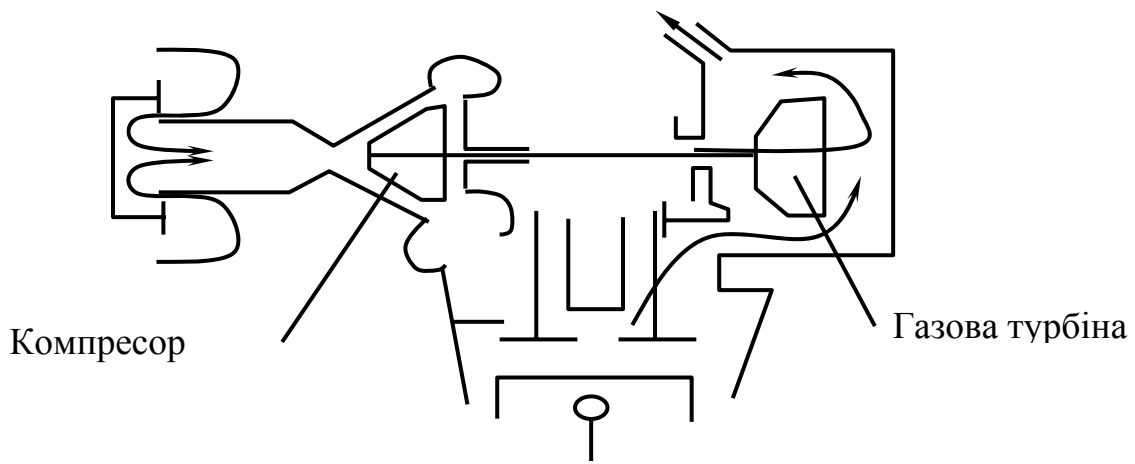


Рис. 3.12. Схема турбонаддування

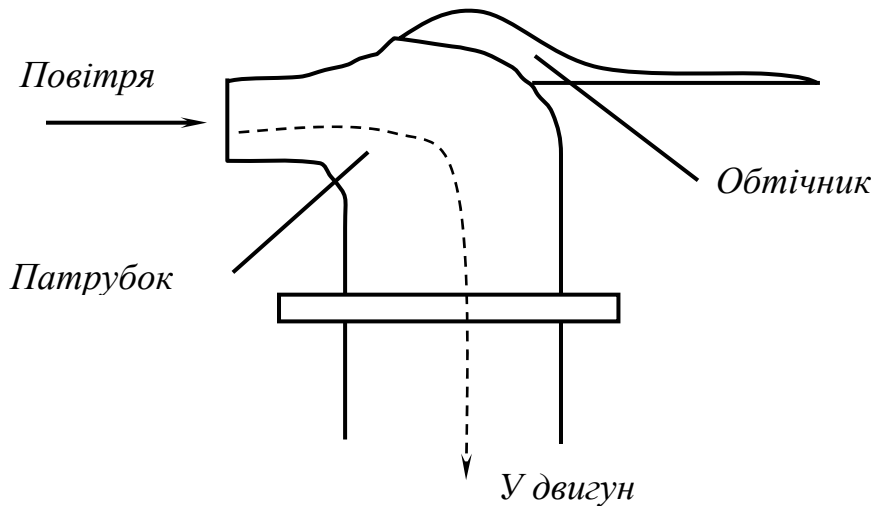


Рис. 3.13. Схема швидкісного наддування

У сільському господарстві на сьогодні реально використовується агрегатне наддування від турбокомпресора на вітчизняних тракторах. Швидкісне наддування потребує гарної дорожньої мережі і, незважаючи на менші витрати, використовується рідко. Необхідно зазначити, що використання різних видів наддування призводить до зменшення ресурсу двигунів внутрішнього згоряння.

3.5. Компресорні машини

Реальний цикл поршневого компресора складається з чотирьох процесів: 4 - 1 – усмоктування; 1 - 2 – стиснення; 2 - 3 – нагрівання;

3 - 4 – процес миттєвого зниження тиску в момент закриття нагнітального і відкриття усмоктувальних клапанів.

У координатах p - v площа 1 - 2 - 3 - 4 виражає, у відповідному масштабі, теоретичну роботу компресора. Чисельне значення цієї роботи за інших рівних умов залежить від характеру процесу стиснення (рис. 3.14.): за ізотермічного стиснення:

$$l_o = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}; \quad (3.69)$$

за адіабатного стиснення:

$$l_o = \frac{k}{k-1} \cdot (p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2); \quad (3.70)$$

за політропного стиснення:

$$l_o = \frac{n}{n-1} \cdot (p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2). \quad (3.71)$$

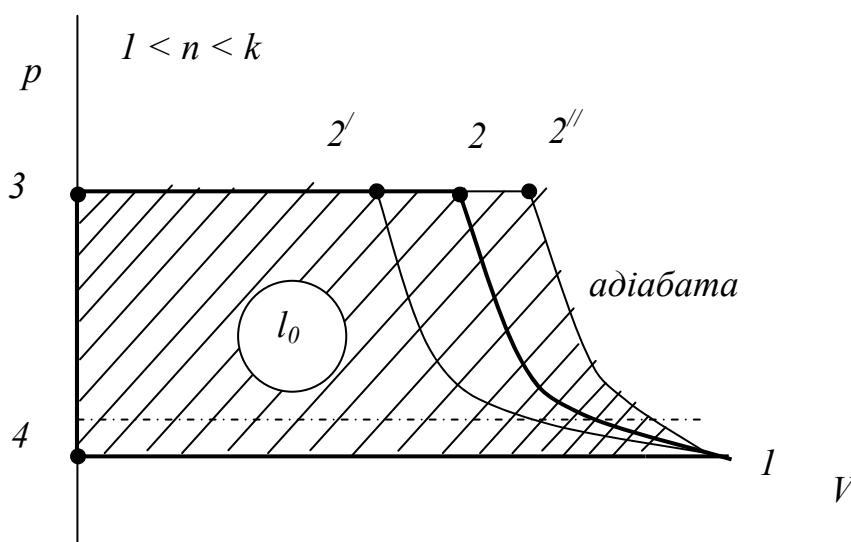


Рис.3.14. Цикл одноступеневого компресора в координатах p - v

З аналізу даних співвідношень і безпосередньо з розгляду циклу в координатах p - v випливає, що стиснення за ізотермою є найвигіднішим, тобто призводить до найменшої витрати механічної енергії на привід компресора (рис. 3.14.).

Дійсна (реальна) індикаторна діаграма (рис. 3.15.) поршневого компресора має такі відмінності порівняно з теоретичним циклом:

- процес нагнітання закінчується в той момент, коли в робочій порожнині циліндра залишається деякий об'єм газу, так званий мертвий об'єм;
- відкриття клапанів характеризується додатковою витратою роботи, що відповідає відхиленню процесів усмоктування і нагнітання від ізобари;

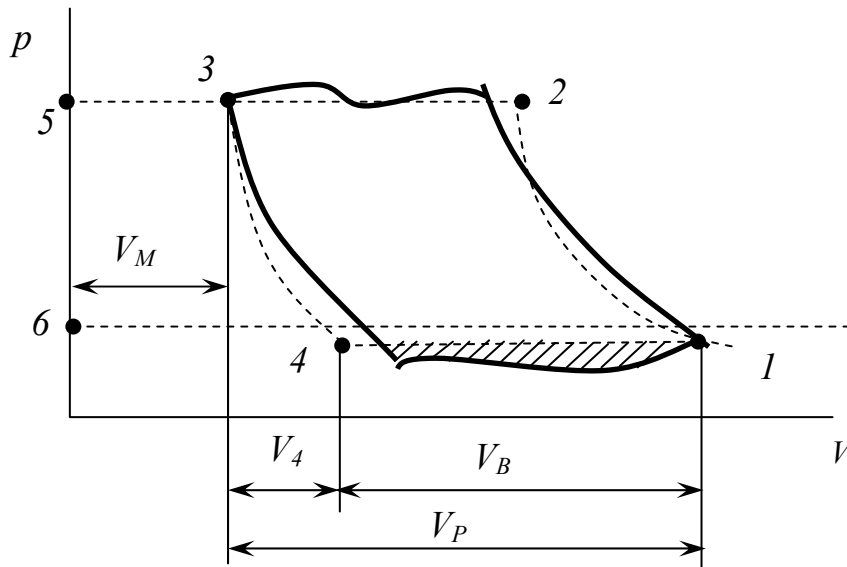


Рис. 3.15. Дійсна індикаторна діаграма поршневого компресора

- процесу усмоктування газу передуює процес розширення газу, який залишився в мертвому об'ємі, що відсутній у теоретичному циклі компресора.

Реальний цикл поршневого компресора характеризується наступними коефіцієнтами: об'ємний коефіцієнт:

$$\lambda = \frac{V_{\text{вс}}}{V_p}, \quad (3.72)$$

де $V_{\text{вс}}$ – дійсний об'єм газу, що надходить у циліндр під час усмоктування;

V_p – робочий об'єм, рівний об'єму, який описується поршнем;
термічний коефіцієнт

$$\lambda_e = \frac{T_1}{T_2}; \quad (3.73)$$

коефіцієнт герметичності $\lambda = 0,95 \dots 0,98$ [4];

коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \lambda_T \cdot \lambda_2. \quad (3.74)$$

Коефіцієнт подачі показує в скільки разів об'єм газу, який дійсно потрапив у циліндр під час усмоктування менший теоретично можливої кількості.

Теоретична подача поршневого компресора залежить тільки від геометричних розмірів поршневої групи і частоти обертання колінчастого вала:

$$V_m = V_p \cdot n = 0,785 \cdot D^2 \cdot S \cdot n, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.75)$$

де D – діаметр поршня, м;

S – хід поршня, м;

n – частота обертання, об/хв.

Дійсна подача:

$$V = \lambda \cdot V_T, \quad (3.76)$$

де λ – коефіцієнт подачі компресора;
 V – теоретична подача компресора, м³/с.

Потужність, що затрачується на привід компресора залежить від характеру процесу стиснення. Для поршневих компресорів найвигіднішим видом стиснення є, як вказувалося, ізотермічне, для турбокомпресора – адіабатне стиснення. У реальних турбокомпресорах процес стиснення відхиляється убік збільшення ентропії. Це пов'язано з тим, що у вигляді завихрення і тертя газу об лопатки і внутрішні верстати корпусу турбокомпресора виникає теплота, за рахунок якої відбувається підігрів газу, що і підвищує його ентропію.

У зв'язку з цим варто розглядати потужність, необхідну для приводу поршневого компресора і турбокомпресора.

Теоретична потужність для приводу поршневого компресора:

$$N_{m.iz.} = 10^{-3} \cdot l_o \cdot M = 10^{-3} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot M \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (3.77)$$

Те ж для приводу турбокомпресора:

$$N_{m.ad.} = 10^{-3} \cdot p_1 \cdot v \cdot M \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (3.78)$$

За аналогією з ДВЗ розрізняють індикаторний й ефективний к.к.д. компресора.

Під індикаторною розуміють потужність, що затрачається на привід усередині циліндра компресора:

$$N_{i.iz.} = \frac{N_{m.iz.}}{\eta_{i.iz.}}, \quad (3.79)$$

$$N_{i.ad.} = \frac{N_{m.ad.}}{\eta_{i.ad.}}. \quad (3.80)$$

Ефективна потужність – потужність, яка підводиться до вала компресора. До того ж на відмінну від ДВЗ ефективна потужність компресора завжди більша за його індикаторну потужність.

Чисельне значення ефективної потужності:

$$N_{e.iz.} = \frac{N_{m.iz.}}{\eta_{e.iz.}} \quad (3.81)$$

$$N_{e.ad.} = \frac{N_{m.ad.}}{\eta_{e.ad.}} \quad (3.82)$$

Чисельне значення η_l може бути визначене за формулою:

$$\eta_{l.iz} = \eta_{l.iz} \cdot \eta_m, \quad (3.83)$$

$$\eta_{l.ad} = \eta_{l.ad} \cdot \eta_m, \quad (3.84)$$

де η_m – механічний к.к.д., що враховує втрати на тертя і привід допоміжних устроїв.

Потужність двигуна для приводу в дію компресора дорівнює:

$$N_{дв.} = \frac{N_e}{\eta_{пер}}, \quad (3.85)$$

де $\eta_{пер}$ – к.к.д. передачі.

Багатоступеневе стиснення. Стиснення газу в один прийом в одноступеневому компресорі зазвичай не перевищує 8 атмосфер. Застосовують стиснення у декілька прийомів. Для цього використовують багатоступеневі компресори. Після кожного ступеня йде охолодження газу до початкової температури (точка 1, рис. 3.16.). Стиснення у кожній ступені відбувається за політропою з показником n , а величина задовольняє умові $1 < n < K$. Пилкоподібна крива процесу стиснення на всіх ступенях наближається до ізотерми. Порівняно з політропним стисненням в один прийом це призводить до зменшення роботи за один цикл на величину заштрихованої площі. Іншою істотною перевагою багатоступінчастого стиснення є значне зниження температурного режиму всього повітряного тракту, що покращує умови мастила, роботу клапанів і систем охолодження.

Класифікація машин для стиснення і нагнітання газів: вентилятори (у разі кінцевого тиску до 0,15 бар), повітродувка (0,15...0,35 бар). Компресори (більш 0,35 бар). Компресори з об'ємним стисненням: поршневі та ротаційні. Компресори динамічного стиснення: відцентрові та осьові.

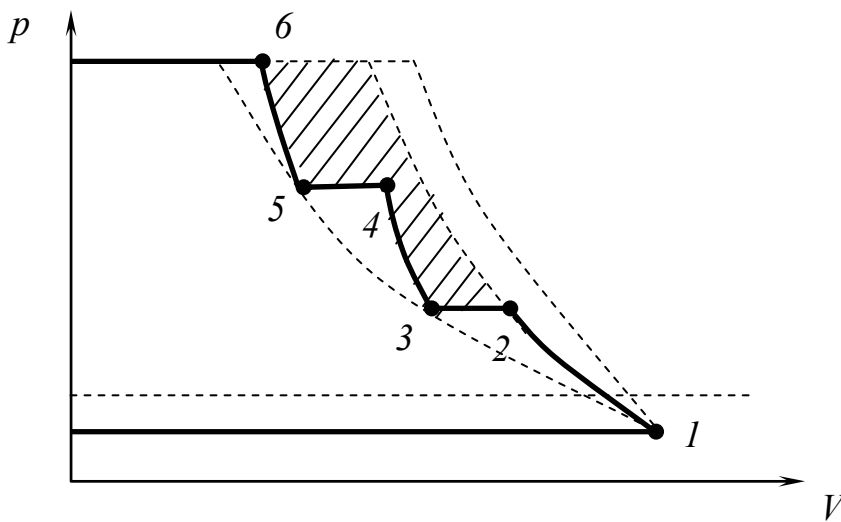


Рис. 3.16. Цикл триступеневого стиснення в координатах $p - v$

Поршневі компресори розділяються на одноступеневі і багатоступеневі, а також за розташуванням циліндрів (вертикальні, горизонтальні, V-подібні, кутові), за видом системи охолодження робочого тіла (повітря, однорідні гази, газові суміші), за призначенням та інші.

Експлуатація компресорних установок. Компресори можуть встановлюватися одинично або групами. Вони постачаються допоміжним обладнанням і різноманітними приладами. Основним обладнанням компресорної установки є власне компресор, двигун, масловідділювач, охолоджувачі і ресивер.

Допоміжним обладнанням є фільтр на впускній трубі компресора, захисні клапани і контрольно-вимірювальна апаратура.

Кожна компресорна установка повинна мати відповідну технічну документацію, яка включає правила технічної експлуатації, а також правила техніки безпеки.

У процесі експлуатації необхідно стежити за справністю роботи всіх систем, включаючи допоміжне устаткування. Установка повинна бути обладнана засобами пожежогасіння і надання першої медичної допомоги.

До експлуатації компресорних установок допускають осіб, що пройшли відповідну підготовку.

Цикли парових установок. Паросилова установка – це комплекс пристроїв для перетворення теплової енергії в механічну у разі використання пари якої-небудь рідини.

Як джерело теплової енергії може бути використана хімічна енергія палива, теплота, що виділяється в результаті ядерних реакцій, сонячна, геотермальна енергія.

Найбільш розповсюдженим робочим тілом у паросилових установках є водяна пара, а тепловим двигуном – парова турбіна, рідше – поршнева парова машина.

Основними елементами паросилової установки є: парогенератор, турбіна, конденсатор, живильний насос, а також допоміжне устаткування, насоси, контрольно-вимірювальні прилади і т.д.

К.к.д. паротурбінної установки визначають за формулою:

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'}, \quad (3.86)$$

де h_1 – ентальпія пари на виході з пароперегрівника, вона ж дорівнює ентальпії пари на вході в турбіну.

h_2 – ентальпія пари на виході з турбіни;

h_2' – ентальпія конденсату в конденсаторі, обчислюється за формулою:

$$h_2' = 4,19 \cdot t_n, \text{ кДж/кг}, \quad (3.87)$$

де t_n – температура насичення (кипіння) відповідна тиску в конденсаторі.

Питома витрата пари:

$$d_0 = \frac{3600}{h_1 - h_2} \cdot \frac{\text{кг(пара)}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}, \quad (3.88)$$

де d_0 – масова витрата пари на одиницю виробленої в установці меха-

нічної енергії.

Міцність металу обмежує перегрів пари, створити глибокий вакуум у конденсаторі дуже складно, тому к.к.д. реальних паросилових установок невисокий.

$$\eta \cdot t \leq 0,5. \quad (3.89)$$

Для його підвищення (до 70%) йдуть іншим шляхом: застосовують регенерацію, (підігрівання), теплофікацію, вторинний перегрів пари, бінарні цикли (метал-вода) та інше.

Холодильні установки. Холодильні установки призначені для виробництва холоду шляхом відбору теплоти від охолоджуваного об'єкта за рахунок витрати якогось виду енергії (механічної, електричної, теплової). В основі роботи будь-якої холодильної установки лежить здійснення відповідного циклу в інтервалі температур охолоджуваного продукту і навколишнього середовища. Загалом можливе здійснення будь-якого довільного циклу в заданому інтервалі температур. Проте найбільшу економічність має тільки один із них – обернений цикл Карно.

Чисельне значення холодильного коефіцієнта ε у цьому циклі залежить тільки від температури навколишнього середовища T_1 і температури охолоджувального повітря T_2 . При цьому величина ε може бути менше і більше одиниці. Чим більша величина ε , тим економічніший (вигідніший) цикл.

При заданих значеннях T_1 і T_2 обернений цикл Карно є найвигіднішим циклом холодильної установки, тобто таким, що має найбільше значення ε порівняно з будь-яким іншим циклом (за тих же значень T_1 і T_2).

У той же час практичне здійснення холодильної установки, що працює за зворотним циклом Карно, загалом можливе, але не доцільне. Це пов'язано з труднощами здійснення ізотермічних процесів підведення і відведення теплоти, з незручністю експлуатації, складністю конструкції й іншими недоліками.

Дійсний цикл парової компресійної холодильної установки. З метою підвищення холодильного коефіцієнта і загальної економічності холодильної установки, а також зручності її експлуатації в реальних агрегатах передбачено низку змін порівняно з розглянутим теоретичним циклом.

Установка переохолоджувача для зниження температури рідкого холодильного агента після виходу його з конденсатора призводить до збільшення холодопродуктивності.

Заміна детандера терморегулювальним вентилем значно спрощує конструкцію всієї установки, робить її більш компактною і зручною в експлуатації.

Холодильний коефіцієнт установки, що працює в цьому циклі визначають за формулою:

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} = \frac{h_1 - h_5}{(h_2 - h_4) - (h_1 - h_5)}, \quad (3.90)$$

де h_1 і h_2 – ентальпія пари на вході і виході з компресора;

h_4 – ентальпія конденсату на виході з конденсатора;

h_5 – ентальпія пари на виході з дросельного клапана.

Робота, що затрачується на привід компресора, визначається величиною $h_2 - h_1$.

Холодильні агенти, застосовувані в холодильних установках, повинні мати низьку температуру кипіння, бути не шкідливими для здоров'я і мати хімічну інертність.

У сільському господарстві застосовують холодильні машини, холодильними агентами яких є хладони (фреони) і аміак. Хладони є хлор- і фторпохідними граничних вуглеводнів. Хладон-12 (CF_2Cl_2) – один із найбільше поширених холодильних агентів. Температура його кипіння за тиску 0,1 МПа – $29,8^\circ\text{C}$. Хладон-22 (CHF_2Cl_2) – температура кипіння – $40,8^\circ\text{C}$. Хладони 12 і 22 не мають запаху та шкідливої дії на продукти. Вони текучі і тому потребують високої герметичності у з'єднаннях трубопроводів та інших елементів холодильної машини.

У холодильній техніці охолодження продукції відбувається в холодильній камері безпосередньо холодильним агентом або за допомогою хладоносіїв (розчини солей NaCl , CaCl_2 , MgCl_2). Аміак NH_3 у разі тиску 0,1 МПа кипить за температури – $33\dots 35^\circ\text{C}$.

Теплові насоси. Теплові насоси – це енергетичне теплогенерувальне устаткування нового типу, яке відрізняється високою економією палива, значним зниженням забруднення навколишнього середовища. Устаткування теплонасосних установок включає парокompресійні теплонасосні установки, джерело низькопотенційної теплоти, розподільні мережі, споживачів.

Як джерело низькопотенційної теплоти можна використовувати відкриті природні водойми (наприклад, діє 6 теплонасосних установок, які беруть незамерзаючу воду Чорного моря, с. Масандра, пансіонат "Дружба", АР Крим), скважини, воду системи охолодження тощо.

Необхідними елементами теплонасосної установки є випарник, компресор, конденсатор і дросельний вентиль. На роботу компресора витрачається енергія L від зовнішнього джерела (наприклад, від електромережі), у випарник подається теплота зовнішнього джерела низькопотенційної енергії Q_0 , тоді в конденсаторі можна отримати корисну теплоту Q_1 :

$$Q_0 = Q_1 + L. \quad (3.91)$$

Кількість корисної теплоти Q_1 в тепловому насосі завжди більша за тепловий еквівалент роботи компресора L .

Техніко-економічні розрахунки показують, що теплонасосні установки доцільно використовувати у випадку відсутності сконцентрованої обо-

ротної води з витратою менше 1000 м³/год і температурою нижчою за 293К.

Досвід використання теплонасосних установок у Криму показує, що для їх тривалої роботи слід використовувати спеціальні компресори, тому що звичайні компресори внаслідок підвищеної температури швидко виходять із ладу. Так, у вищезгаданому прикладі (пансіонат "Дружба") з Чорного моря забирається вода температурою + 8⁰С і направляється у випарник, після стискання холодильний агент має температуру + 45⁰С, а головка циліндра компресора до + 120⁰С. Після конденсатора температура морської води становить + 6⁰С. Такі умови реально призводять до того, що з шести компресорів одночасно працюють тільки три компресора, інші знаходяться в стадії ремонту.

Дуже цікавий досвід використання теплових насосів разом з вакуумованими геліоколекторами, які навіть взимку, на півдні України, можуть постачати для теплонасосної установки воду з температурою + 8⁰С – + 16⁰С.

РОЗДІЛ 4. ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

4.1. Теплофізика в сільськогосподарських виробничих приміщеннях

4.1.1. Тепловий режим виробничих приміщень

У будинках різноманітного призначення тепловий режим помешкань характеризується сукупністю багатьох факторів, головними із яких є: температурний режим внутрішнього і зовнішнього середовища, вологість і рухливість зовнішнього повітря, призначення, розміри і конструкція будинку, схеми опалення, вентиляція і кондиціонування повітря.

Між внутрішнім і зовнішнім середовищем здійснюється постійний тепло-, повітро- і вологообмін. Ступінь впливу зовнішнього середовища на тепловий режим помешкання залежний від якісних показників конструкцій, що захищають та забезпечують відповідну теплопередачу повітря і вологопроникнення.

Розрахункова внутрішня температура повітря для холодного періоду року залежить від призначення будинку або споруди і повинна відповідати санітарно-гігієнічним, зоотехнічним або агротехнічним вимогам. Наприклад, для житлових і адміністративних будинків $t_B = 18^\circ\text{C}$, для навчальних закладів, їдалень, клубів $t_B = 16^\circ\text{C}$, для лікарень, поліклінік, дитячих садків і ясел $t_B = 20^\circ\text{C}$, для ремонтних майстерень $t_B = 18^\circ\text{C}$.

Розрахункова зимова температура зовнішнього повітря визначається кліматичними особливостями місцевості і береться з довідкових даних [40].

4.1.2. Повітряний та вологісний режими

Вологісний режим помешкань будинків і споруджень характеризується відносною вологістю повітря, величина якої повинна відповідати необхідній температурі внутрішнього повітря. При цьому розрізняють чотири градації вологісного режиму: сухий, нормальний, вологий і мокрий. Зокрема в холодний і перехідний періоди року у разі зовнішньої температури нижчої за мінус 10°C у житлових і громадських будинках відносна вологість повітря не повинна перевищувати 65%, а швидкість його руху – 0,3 м/с.

4.1.3. Теплопередача через огорожувальні конструкції

Потік теплоти від повітря усередині помешкань до внутрішньої поверхні зовнішнього огороження визначається за формулою:

$$Q_6 = \alpha_6 \cdot F \cdot (t_6 - t_{6.o.}), \quad (4.1)$$

де α_6 – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні огороження, Вт/м²К;

t_6 – температура повітря в помешканні, °С;

$t_{6.o.}$ – температура внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень, °С;

F – площа внутрішньої поверхні зовнішнього огороження, м².

Потік теплоти, що проходить через зовнішнє огороження:

$$Q_{o.k.} = \frac{\lambda}{\delta} F (t_6 - t_3), \quad (4.2)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу зовнішнього огороження, Вт/мК;

δ – товщина конструкції, що захищає, м;

t_3 – температура зовнішньої поверхні огороження, °С;

Для багат шарового огороження:

$$Q_{o.k.} = \sum_1^m \frac{\lambda_i}{\delta_i} F (t_6 - t_3), \quad (4.3)$$

де m – кількість шарів.

Потік теплоти від зовнішньої поверхні огороження до зовнішнього повітря:

$$Q_3 = \alpha_3 F (t_3 - t_{3.n.}), \quad (4.4)$$

де α_3 – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні огороження до зовнішнього повітря, Вт/м²К;

$t_{3.n.}$ – температура зовнішнього повітря, °С.

У разі стаціонарного процесу теплообміну може бути:

$$Q_6 = Q_{o.k.} = Q_3 = Q = k \cdot F \cdot (t_6 - t_3), \quad (4.5)$$

$$\text{де } k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_6} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3}}. \quad (4.6)$$

Теплотехнічні характеристики конструкцій. Величина зворотна до коефіцієнта теплопередачі має назву загальний опір теплопередачі огороження:

$$R_o = \frac{1}{k} = R_6 + \sum_i^m R_i + R_3, \quad (4.7)$$

де R_6 – опір теплопередачі внутрішньої поверхні, м² К/Вт;

$$R_6 = \frac{1}{\alpha_6};$$

де R_i – опір теплопередачі i -го шару огороження, м² К/Вт;

$$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i};$$

R_3 – опір теплопередачі зовнішньої поверхні, $\text{m}^2 \text{K/Wt}$.

$$R_3 = \frac{1}{a_3}.$$

Чисельне значення для кожного зовнішнього огородження повинно бути не менше необхідного (мінімально допустимого):

$$R_o \geq R_{o.необх.} \quad (4.8)$$

Значення $R_{o.необх.}$ визначають за формулою:

$$R_{o.необх.} = R_v(t_v - t_3) \cdot \frac{n}{\Delta t_3}, \quad (4.9)$$

де n – коефіцієнт, що залежить від положення зовнішнього огородження щодо зовнішнього повітря (із довідкових даних);

$\Delta t_3 = t_v - t_{v.o.}$ – нормований перепад температур повітря в помешканні і внутрішньої поверхні огородження.

У разі $R_o < R_{o.необх.}$ збільшують термічні опори окремих огороджень з умови задоволення цього співвідношення.

Повітропроникність огороджень. Розраховану з умов теплообміну конструкцію огородження перевіряють на повітропроникність, що визначає інфільтрацію повітря в помешканні за рахунок різниці тисків з обох боків зовнішніх огороджень. Явище інфільтрації повітря змінює теплозахисті властивості конструкцій, що захищають.

Опір повітропроникнення багатошарового огородження ($\text{m}^2 \text{год Па/кг}$):

$$R_u = \sum_1^m R_{ui}, \quad (4.10)$$

де $R_{iz.}$ – опір повітропроникнення матеріалу окремих шарів огороджень конструкції відповідно до (СНіП 11-3-79).

Значення $R_{iz.}$ повинно бути не менше необхідного $R_{iz.необх.}$:

$$R_{iz.тр.} = \frac{\Delta p}{G^H}, \quad (4.11)$$

де Δp – різниця тисків, Па;

G^H – нормативна повітропроникність огородження, $\text{кг/м}^2\text{ч}$, яка залежить від конструкції огородження [1, 19].

Різниця тисків повітря на зовнішній і внутрішній поверхнях визначається двома факторами: температурним і вітровим.

Чисельне значення різниці тисків визначається:

$$\Delta p = 5,5 \cdot H \cdot (\rho_3 - \rho_6) + 0,3 \cdot \rho_3 \cdot v^2, \quad (4.12)$$

де H – висота будинку, м;

v – середня швидкість вітру за січень, м/с;

$(\rho_3 - \rho_6)$ – різниця щільностей зовнішнього і внутрішнього повітря, кг/м³.

Розрахунок теплових втрат помешкання методами теорії теплообміну. Потік теплоти, що втрачається помешканням, складається з основних втрат теплоти через всі його зовнішні огороження та додаткові втрати:

$$Q_o = \sum_{i=1}^m Q_{i.огор.} + \sum Q_{дод.} \quad (4.13)$$

Основні втрати теплоти через окремі зовнішні огороження:

$$Q_{огор.} = \frac{1}{R_0} F (t_в - t_3), \quad (4.14)$$

де R_0 – загальний опір теплопередачі огороження, м²/Вт;

F – площа поверхні огороження, м²;

$t_в$ і t_3 – розрахункові температури внутрішнього і зовнішнього повітря, °С;

n – коефіцієнт, який залежить від розташування зовнішнього огороження відносно навколишнього повітря [19].

Термічний опір не утепленої підлоги визначають за зонами, шириною 2м, паралельними зовнішнім стінам (рис. 4.1.).

Термічний опір утеплених підлог визначається зі співвідношення:

$$R_{y.n.} = R_{н.п.} + \frac{\delta_{y.сл.}}{\lambda_{y.сл.}}, \quad (4.15)$$

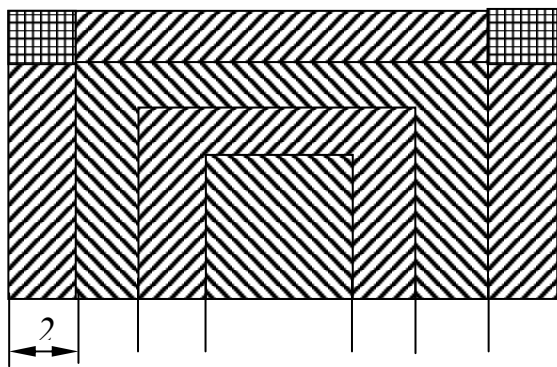


Рис. 4.1. Схема розподілу підлоги без утеплення

де $\delta_{y.ш.}$ – товщина шару, що утеплює, м;

$\lambda_{y.ш.}$ – коефіцієнт теплопровідності шару, що утеплює, Вт/мК.

Додаткові втрати визначаються спеціальним розрахунком, а за відсутності необхідних даних приймаються рівними 30% основних втрат через всі огороження.

Розрахунок тепловтрат за збільшеними показниками. Орієнтовний розрахунок витрати теплоти на опалення та вентиляцію будинків може бути виконаний приблизними методами за збільшеними показниками.

Відповідно до СНіП II-36-73 "Тепловые сети. Нормы проектирования" максимальна теплова потужність необхідна для опалення житлових

будинків населеного пункту, що включені у систему централізованого теплопостачання, визначається за формулою:

$$Q_{on.ж.} = \varphi \cdot F_{ж.}, \quad (4.16)$$

де φ – збільшений показник максимального питомого потоку теплоти, що витрачається на опалення 1 м² житлової площі, Вт/м²;

F – житлова площа, м².

Чисельні значення φ залежать від розрахункової зимової температури зовнішнього повітря t_3 , яку визначаємо з таблиць залежно від географічного місця розташування господарства.

Максимальна теплова потужність на опалення і вентиляцію громадських будинків селища, відповідно до цієї методики:

$$Q_{on.сучн.} = 0,25 \cdot Q_{on.ж.} \quad (4.17)$$

$$Q_{в.сучн.} = 0,25 \cdot Q_{on.сучн.} \quad (4.18)$$

Максимальна теплова потужність, що витрачається на опалення і вентиляцію окремих житлових, громадських і виробничих будинків:

$$Q_{on.} = q_{on.} \cdot V_3 \cdot (t_в - t_3) \alpha; \quad (4.19)$$

$$Q_{в.} = q_{в.} \cdot V_3 \cdot (t_в - t_3), \quad (4.20)$$

де $q_{on.}$ та $q_{в.}$ – питома опалювальна і вентиляційна характеристика будинку Вт/м³К;

V_3 – об'єм будинку за зовнішнім вимірюванням (без підвальної частини), м³;

$t_в.$ – температура усередині помешкання, °С;

$t_3.$ – розрахункова зимова вентиляційна температура зовнішнього повітря, °С;

α – поправковий коефіцієнт, що враховує вплив на характеристику q температури зовнішнього повітря [36].

Чисельні значення характеристик $q_{on.}$ та $q_{в.}$ залежать від призначення, конструкції й обсягу будинку за зовнішнім вимірюванням (визначається з довідкових даних).

Витрати теплоти на вентиляцію житлових будинків готелів і гуртожитків включені до їх питомих опалювальних характеристик й окремо не розраховуються.

4.2. Опалення, вентиляція, кондиціонування та гаряче водопостачання комунально-побутових і виробничих будівель

4.2.1. Системи теплопостачання у сільському господарстві

Класифікація і стисла характеристика теплових споживачів у сільському господарстві. Система теплопостачання включає пристрої призначені для виробництва, транспортування і використання теплоти. До її складу входять: джерела теплоти, теплові мережі, теплові пункти і споживачі теплоти.

Споживачі теплоти в сільському господарстві діляться на дві групи: виробничі і комунально-побутові. До виробничих споживачів відносять: тваринництво, птахівництво, рослинництво, міжгосподарські підприємства й об'єкти.

У тваринництві і птахівництві теплота використовується головним чином для опалення і вентиляції будинків. Витрата теплоти на технологічні потреби становить 10...30% загального теплоспоживання у тваринництві.

У рослинництві теплота використовується для обігріву споруджень захищеного ґрунту, для сушіння зерна, виробництва трав'яної муки.

На об'єктах загальновиробничого призначення теплота використовується для здійснення різноманітних технологічних процесів.

Комунально-побутові споживачі використовують теплоту для опалення, гарячого водопостачання та на інші цілі.

Із загальної кількості теплоти, споживаної в сільському господарстві, 65...70% використовується безпосередньо для потреб сільського населення.

Залежно від характеру зміни у часі, теплові споживачі розділяють на сезонні та цілорічні.

До сезонних теплових споживачів відносять опалення, вентиляцію і кондиціонування повітря. Їхня споживана потужність залежить від кліматичних умов. Вони мають змінний річний графік теплоспоживання і порівняно постійний добовий графік.

Цілорічне теплове споживання (технологічні потреби і гаряче водопостачання) характеризується різко перемінним добовим графіком і порівняно постійним річним графіком.

Залежно від розташування і потужності джерел теплової енергії розрізняють централізовані і нецентралізовані системи.

За довжини теплових мереж понад 0,5...0,6 км у сільському господарстві доцільно використовувати місцеві джерела теплопостачання.

За способом споживання теплоносія розрізняють відкриті і закриті системи. За схемою підключення теплових споживачів до теплогенерато-

рів розрізняють однотрубні, двотрубні і багатотрубні водяні та парові системи.

Остаточний вибір системи теплопостачання залежить від конкретних умов, які характеризують господарство або групу господарств, і проводять на основі техніко-економічних розрахунків.

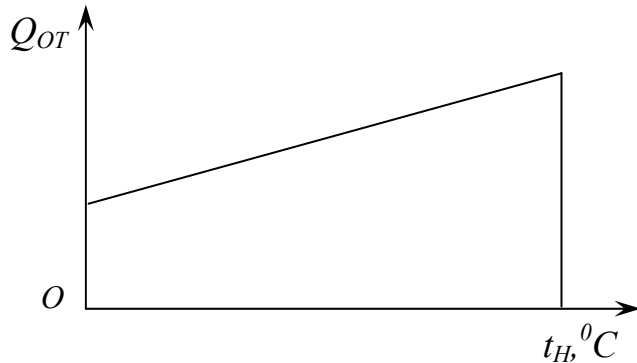


Рис. 4.2. Графік витрати теплоти на опалювання

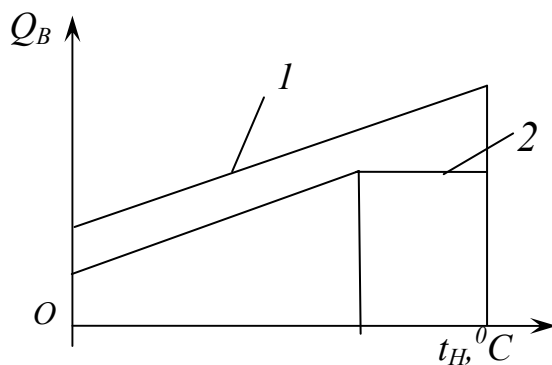


Рис. 4.3. Графік витрати теплоти на вентиляцію: 1 – для виробничих цілей; 2 – для громадських будинків

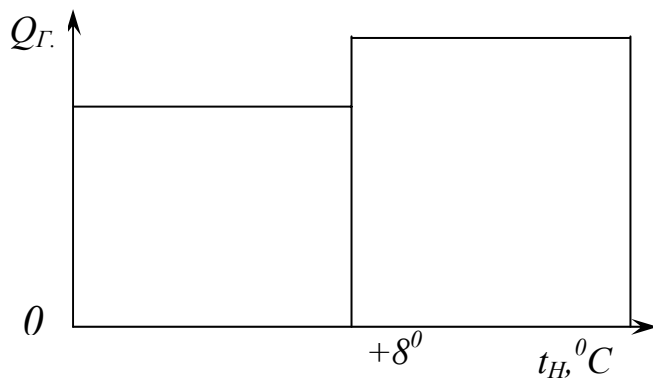


Рис. 4.4. Графік витрати теплоти на гаряче водопостачання

дять на основі техніко-економічних розрахунків.

Графік теплового навантаження. Особливість споживання теплоти в сільському господарстві: її нерівномірність протягом року і, отже, короткочасне використання теплової потужності обладнання систем теплопостачання.

Виробництво і раціональне розподілення теплоти в системі теплопостачання здійснюється на основі графіків, які характеризують теплове навантаження протягом доби, сезону і року.

Графік витрати теплоти на опалення (рис.4.2.) і вентиляцію (рис.4.3.) в інтервалі зовнішнього повітря від 0 до плюс 8°С підпорядковується закону прямої лінії. При цьому максимальна витрата теплоти на вентиляцію громадських будинків відповідає температурі плюс 8°С і у разі подальшого зниження температури залишається постійною.

Графік середньодобового навантаження на гаряче водопостачання (рис.4.4.) не залежить від температури зовнішнього повітря, але в літній період є дещо нижчим, ніж в опалювальний період.

Графік технологічного теплового навантаження (рис.4.5.) залежить від профілю підприємства і режиму його роботи.

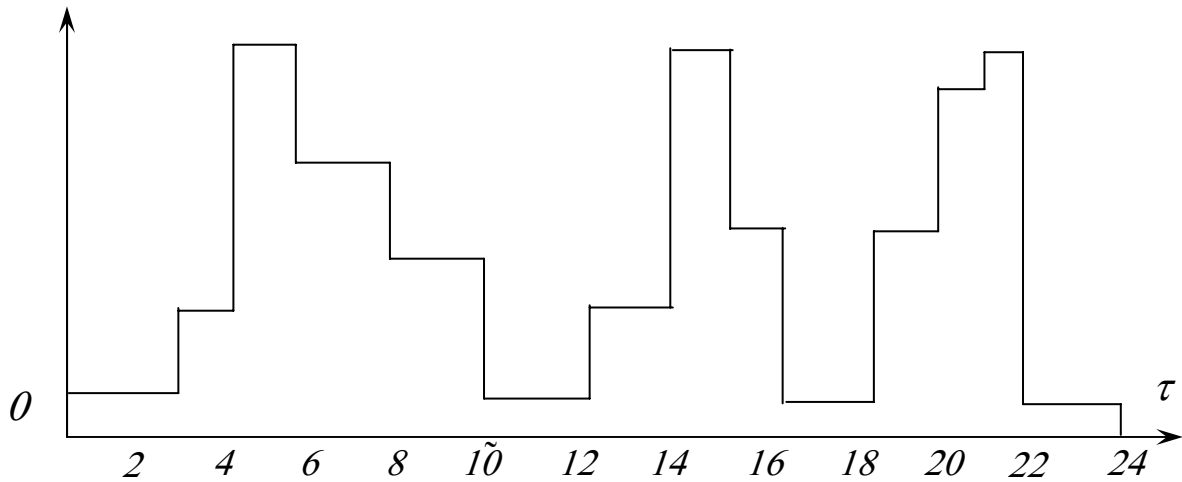


Рис. 4.5. Графік добових теплових навантажень тваринницьких ферм молочного напрямку

Для аналізу режиму роботи, вибору теплового обладнання і техніко-економічних розрахунків під час проектування і експлуатації системи тепlopостачання використовують річні графіки теплових навантажень за місяцями (рис. 4.6.) і тривалістю (рис. 4.7.).

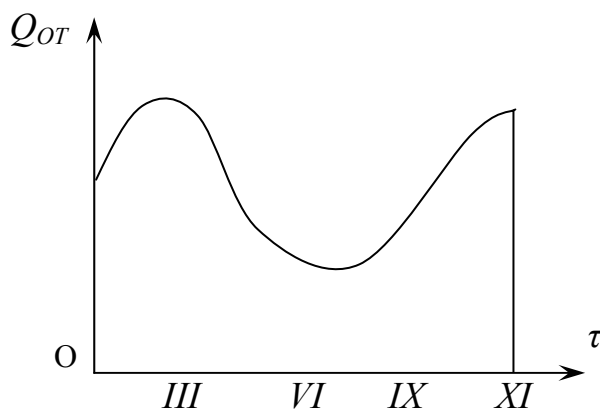


Рис. 4.6. Річний графік витрати теплоти за місяцями

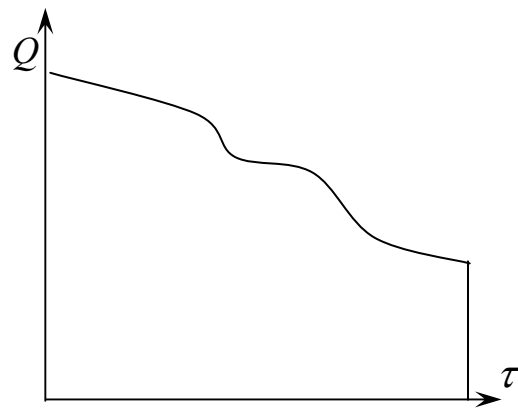


Рис. 4.7. Річний графік витрати теплоти за тривалістю

Розрахунок теплової потужності системи опалення тваринницьких ферм і пташників. Розрахунок проводять, виходячи з рівняння теплового балансу з урахуванням теплоти, яка виділяється тваринами і птицею, а також теплових потоків (позитивних і негативних), пов'язаних із обладнанням і технологічними процесами усередині ферм.

Загалом зазначений тепловий баланс визначається співвідношенням:

$$Q_{on.} + Q_{mв(нм)} + Q_{ел.} + Q_{м.е.} + Q_{нід.} = Q_{огор.} + Q_{в} + Q_{вип.} + Q_{інф.} + Q_{к.} \quad (4.21)$$

Витратна частина балансу включає наступні величини:

$Q_{огор.}$ – втрата теплоти через зовнішні огороження (визначається методами теорії теплообміну);

$Q_{в.}$ – витрата теплоти на нагрів проточного повітря, яке надходить із системи вентиляції:

$$Q_{в} = 0,278 \cdot V \cdot \rho \cdot C_p \cdot (t_B - t_3), \quad (4.22)$$

де V – розрахунковий повітрообмін помешкання, м³/ч;

ρ – щільність повітря за температури t_3 , кг/м³;

C_p – теплоємність, кДж/кг К.

За $t_3 = \text{мінус } 10^\circ\text{C}$ та вище розрахунок ведуть, виходячи з температури $t_{м.в.}$

$Q_{вип.}$ – витрата теплоти на випаровування вологи:

$$Q_{вип.} = 0,692 \cdot (W_{мв.} + W_{вип.}), \quad (4.23)$$

$W_{мв.}$ – волога, що виділяється тваринами:

$$W_{мв.} = \sum (n \cdot W \cdot K_t), \quad (4.24)$$

де n – кількість тварин з однаковим виділенням водяних парів, голів;

W – виділення водяних парів однією твариною (з довідкових даних), г/год;

k_t – коефіцієнт, який враховує залежність виділення водяних парів від температури усередині помешкання (з довідкових даних);

$W_{вип.}$ – волога, що випаровується з мокрих поверхонь помешкання (стать, поїлки, годівниці):

$$W_{вип.} = \xi W_{мв.}, \quad (4.25)$$

де ξ – коефіцієнт, якій дорівнює: 0,1...0,25 для корівників, 0,1...0,3 для свинарників [40].

$Q_{інф.}$ – витрата теплоти на нагрів повітря, що інфільтрується:

$$Q_{інф.} \approx 0,3 Q_{огор.} \quad (4.26)$$

$Q_{к.}$ – витрата теплоти на прогрів кормів, що надходять ззовні:

$$Q_{к.} = 0,278 \cdot \sum m_k \cdot C_k \cdot (t_B - t_k) \cdot b, \quad (4.27)$$

де m_k – масова витрата певного виду корму, кг/год;

C_k – масова теплоємність корму, кДж/кг К ;

t_k – температура корму, який надходить у приміщення;

b – коефіцієнт, що враховує інтенсивність поглинання теплоти за часом (протягом першого часу для несипучих кормів $b = 0,5$, для сипучих $b = 0,4$, протягом другого часу відповідно 0,3 і 0,25), [40].

Потік вільної теплоти, що виділяється тваринами:

$$Q_{\text{мв.}} = \sum_1^z (n \cdot q \cdot k_t) k, \quad (4.28)$$

де n – кількість тварин з однаковим виділенням вільної теплоти, голів;

q – потік вільної теплоти, що виділяється однією тваринною, Вт;

k_t – коефіцієнт, який враховує вплив температури усередині помешкання.

Тепловий потік, що надходить у помешкання від електрообладнання:

$$Q_{\text{ел.}} = \varphi \cdot N_{\text{облад.}}, \quad (4.29)$$

де $N_{\text{облад.}}$ – сумарна встановлена потужність, Вт;

φ – середній коефіцієнт перетворення електроенергії в теплоту ($\varphi = 0,95$ – для освітлювальних приладів, $\varphi = 0,4$ – для електродвигунів), [40].

Тепловий потік, внесений прошарком глибокої підстилки, орієнтовно компенсується тепловтратами через підлогу, тобто:

$$Q_{\text{нід.}} = Q_n. \quad (4.30)$$

Орієнтовно може бути також прийнято: $Q_{\text{ел.}} = Q_k.$

У цьому випадку за відсутності місцевого електропідігріву ($Q_{\text{МЕ.}} = 0$) може бути:

$$Q_{\text{он}} = Q_{\text{огор.}} + Q_v. + Q_{\text{вун.}} + Q_{\text{інф.}} - Q_{\text{ме(нм)}}, \quad (4.31)$$

де $Q_{\text{огор.}}$ – тепловтрати через зовнішні огороження, крім втрат через підлогу.

Теплова потужність системи опалення культиваційного спорудження. До культиваційних споруджень відносять утеплений ґрунт, парники і теплиці.

Підігрів культиваційних споруджень може здійснюватися за рахунок сонячного випромінювання, біопалива (гною, відходів промисловості, що містять органічні речовини тощо) або різноманітних технічних засобів.

Сонячний обігрів може бути єдиним джерелом теплоти для утепленого ґрунту і парників у південних районах.

Біологічний обігрів застосовують у парниках і теплицях.

Технічний обігрів є найбільш надійним і може здійснюватися за допомогою різноманітних систем опалення: водяних, повітряних, електричних і комбінованих.

Максимальна теплова потужність системи опалення культиваційного спорудження визначається з рівняння теплового балансу:

$$Q_{\text{он.}} = Q_{\text{огор.}} + Q_v. - Q_p. \pm Q_{\text{гр.}}, \quad (4.32)$$

де $Q_v.$ – потік теплоти, що втрачається спорудженням унаслідок повітрообміну;

$Q_p.$ – тепловий потік сонячної радіації;

$Q_{гр.}$ – тепловий потік через ґрунт.

Під час орієнтованих розрахунків для нічного часу доби не враховують сонячну радіацію і тепловий потік через ґрунт, величину $Q_{оп.}$ визначають, як:

$$Q_{оп.} = Q_{огор.} + Q_{с.} = k \cdot F_{инв.} \cdot (t_B - t_3) \cdot k_{огор.} \cdot k_{инф.}, \quad (4.33)$$

де $k_{огор.}$ – коефіцієнт теплопередачі огородження;

$k_{инф.}$ – коефіцієнт інфільтрації (1,2...1,3).

Основною конструктивною характеристикою культивацийного спорудження є коефіцієнт огородження:

$$k_{огор.} = \frac{F_{огор.}}{F_{инв.}}, \quad (4.34)$$

де $F_{огор.}$ – загальна площа поверхні огородження, м²;

$F_{инв.}$ – інвентарна площа культивацийного спорудження, м².

Чисельні значення розміру $k_{огор.}$ залежать від виду конструкції культивацийного спорудження і знаходяться в межах від 1 до 2. Формули для визначення $k_{огор.}$ наведено в довідковій літературі.

Знайдене значення для теплиць і парників, які експлуатують протягом усього року, розподіляють між системами підґрунтового і повітряного опалення в певному співвідношенні залежно від значень t_3 і $k_{огор.}$

Види технічного обігріву захищеного ґрунту. Найпоширенішим і ефективним засобом обігріву культивацийних споруджень є обігрів гарячою водою від котельні, теплими водами промислових підприємств, а також геотермальними водами.

Досвід експлуатації теплично-парникових господарств, які використовують теплові відходи промисловості, показує, що середня економія капіталовкладень порівняно з теплопостачанням від власних котелень становить 60-70%. Собівартість продукції знижується в середньому на 46 відсотків [9].

Як нагрівальні прилади водяного опалення застосовують скляні, пластмасові або сталеві труби з антикорозійним покриттям. При цьому може бути застосований нижній, верхній і підґрунтовий обігрів. Труби підґрунтового обігріву укладають на глибині 35-40 сантиметрів.

Повітряний обігрів доцільно застосовувати як додаткове (аварійне) опалення, що працює тільки в найхолодніший експлуатаційний період. Нагрів повітря здійснюється в калориферах або теплогенераторах, встановлених у спеціальних вентиляційних камерах, розміщених із зовнішнього боку теплиці на відстані один метр від стіни.

Найбільш поширеним є повітряно-калориферний обігрів теплиць і парників із розосередженою подачею повітря. Розподільні повітропроводи прокладають уздовж теплиць на відстані 3...4 м один від одного.

У разі повітряного обігріву дійсна температура повітря нерівномірна, особливо за висотою теплиці. Тому слід забезпечити необхідний темпера-

турний режим у робочій зоні теплиці, тобто в прошарку повітря, обумовленого висотою рослини.

Перспективним видом технічного обігріву культиваційних споруджень є газовий обігрів. Газова система опалення більш економічна, має меншу теплову інерцію і може бути легко автоматизована.

Газ, що не містить сірчистих сполук, можна спалювати безпосередньо в теплиці за допомогою газових пальників або вогневих газових калориферів. Вуглекислота, що виділяється під час горіння, використовується рослинами для фотосинтезу, що збільшує їх врожайність. Здебільшого доцільним є газове опалення за допомогою спеціальних газових опалювальних агрегатів із подачею суміші продуктів горіння газу і повітря в культиваційне спорудження через розподільні канали. Ці ж установки можуть використовуватися в режимі вентиляторів для охолодження повітря теплиці влітку.

Основними характеристиками клімату в культиваційному помешканні є температура і вологість повітря. Мінливі зовнішні погодні умови викликають різноманітні відхилення параметрів повітря усередині помешкання як протягом всього експлуатаційного періоду, так і протягом доби.

Для підтримування оптимального температурно-вологісного режиму застосовують системи регулювання. Автоматичне регулювання – один із головних чинників підвищення врожайності і зниження собівартості продукції. Найбільш зручною для автоматичного регулювання є повітряна система опалення. Вологість повітря регулюють за допомогою вентиляції і зрошення.

4.2.2. Системи опалення

Класифікація і стисла характеристика систем опалення. За місцем розміщення генераторів теплоти щодо опалювальних помешкань вони є:

- місцеві системи (грубне, газове, електричне опалення);
- квартирні системи з малометражними водогрійними котлами (типу КЧММ);
- центральні системи опалення.

За видом теплоносія центральні системи можуть бути водяними, паровими і повітряними. Системи опалення повинні задовольняти такі основні вимоги: санітарно-гігієнічні, економічні, будівельні, монтажні, експлуатаційні, естетичні.

Системи водяного опалення. Переваги: помірна температура на поверхні нагрівальних приладів; простота центрального регулювання; безшумність роботи і простота обслуговування. **Недоліки:** великий гідростатичний тиск у нижній частині систем; небезпека замерзання води в трубопроводах.

Системи парового опалення. Переваги: більш висока тепловіддача нагрівальних приладів, менша витрата металу на труби і нагрівальні прилади, ніж у систем водяного опалення, менша небезпека замерзання, можливість переміщення пари на великі відстані. **Недоліки:** висока температура труб і нагрівальних приладів, неможливість гнучкого центрального регулювання, більш складна експлуатація, значні теплові напруги і деформації системи, підвищена корозія труб.

Системи повітряного опалення. Переваги: можливість суміщення із системою вентиляції, відсутність в опалювальних помешканнях будь-яких нагрівальних приладів, відсутність теплової інерції, можливість центрального якісного регулювання. **Недоліки:** великі поперечні перетини каналів, великі тепловтрати в магістральних повітроводах.

Водяне опалення рекомендується в житлових, громадських і виробничих будинках. Парове опалення допускається в промислових будинках і будинках із нетривалим перебуванням людей. Повітряне опалення застосовують головним чином у сполученні з вентиляцією, а також у промислових будинках великого об'єму.

Системи водяного опалення. За способом забезпечення циркуляції води розрізняють системи з природною і примусовою циркуляцією. За

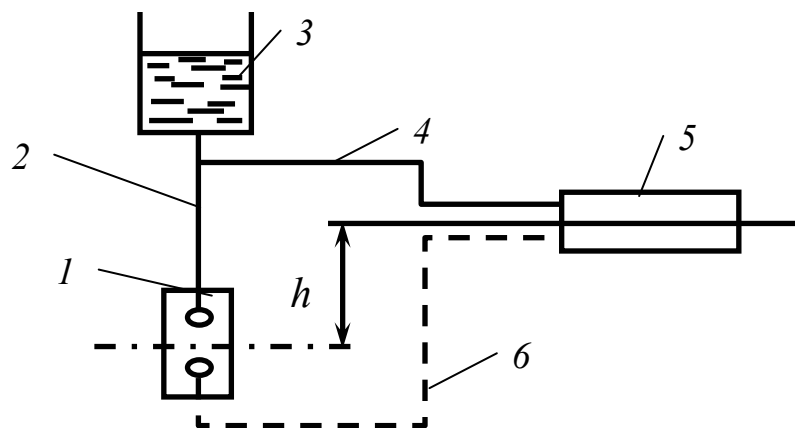


Рис. 4.8. Принципова схема водяного опалення з природною циркуляцією: 1 – котел; 2 – головний стояк; 3 – розширювальний бачок; 4 – доставний трубопровід; 5 – нагрівальний прилад; 6 – зворотна магістраль

способом прокладання магістральних трубопроводів розрізняють системи з верхнім і нижнім розведенням. За способом приєднання нагрівальних приладів до труб системи поділяють на вертикальні і горизонтальні. Залежно від схеми приєднання нагрівальних приладів, які підводять і відводять, трубопроводи системи водяного опалення розділяють

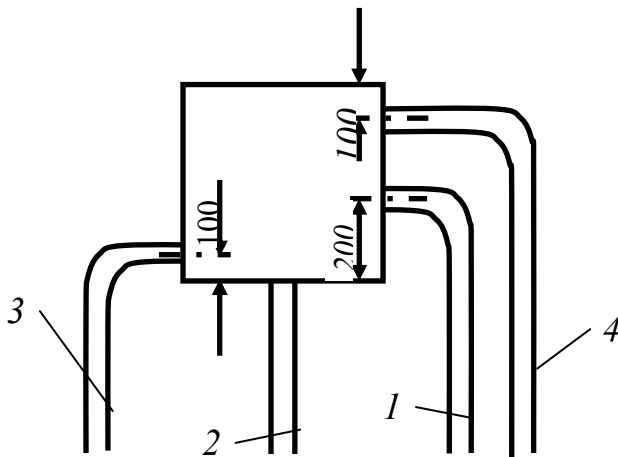
на двотрубні й однотрубні. Залежно від напрямку руху води в доставній і зворотній магістралях розрізняють тупикові системи і системи зі супутнім рухом. Водяне опалення з природною циркуляцією. Циркуляція води в системі відбувається за рахунок різниці щільностей гарячої й охолодженої води (рис. 4.8.).

Циркуляційний тиск:

$$p = 9,81 (\rho_0 - \rho_2) h + \Delta p, \quad (4.35)$$

де h – вертикальна відстань між серединами висоти котла і нижнього нагрівального приладу, м;

ρ_0 і ρ_2 – щільності охолодженої і гарячої води, кг/м³.



Для запобігання підвищенню тиску понад допустимий у найвищій точці системи розміщується розширювальний бачок (рис.4.9.), що відкритий в атмосферу. Об'єм цього бачка повинний задовольняти умову:

$$V_{p.б.} = 0,045 \cdot V_c, \quad (4.36)$$

Рис. 4.9. Схема під'єднання розширювального бачка: 1 – розширювальний бачок; 2 – циркуляційна труба; 3 – з'єднувальна труба; 4 – переливна труба

де V_c – об'єм води у всій системі охолодження, м³.

Двотрубні системи з природною циркуляцією

можуть бути з нижнім і верхнім розведенням. У системах із нижнім розведенням (рис. 4.10.) обидві магістралі розташовують у підвальному помешканні або під підлогою першого поверху.

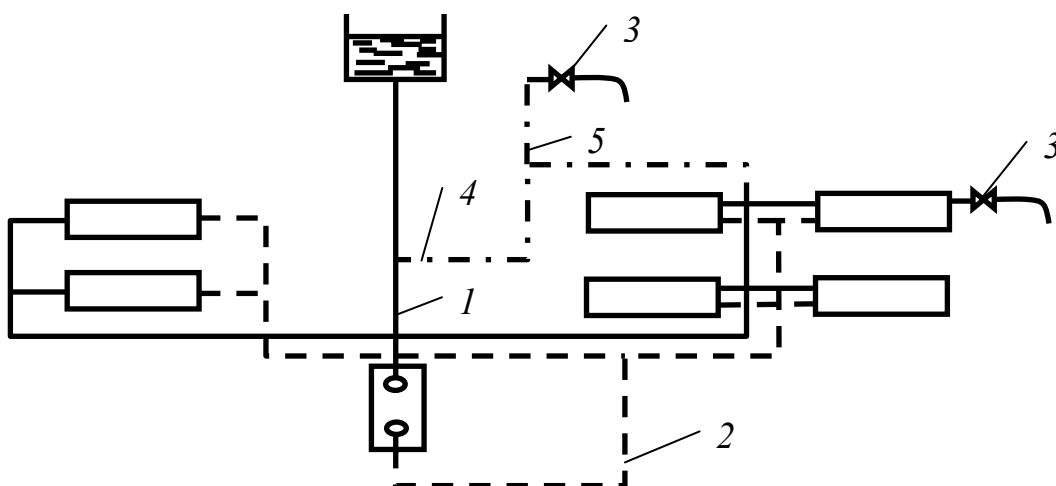


Рис. 4.10. Схема двотрубною системою водяного опалення з нижнім розведенням та природною циркуляцією: 1 – трубопровід, що подає; 2 – зворотний трубопровід; 3 – повітровипускний кран; 4 – повітряний затвор; 5 – повітряна труба

У системах із верхнім розведенням (рис. 4.11.) магістраль, яка подає, розміщують на горищі або під стелею верхнього поверху.

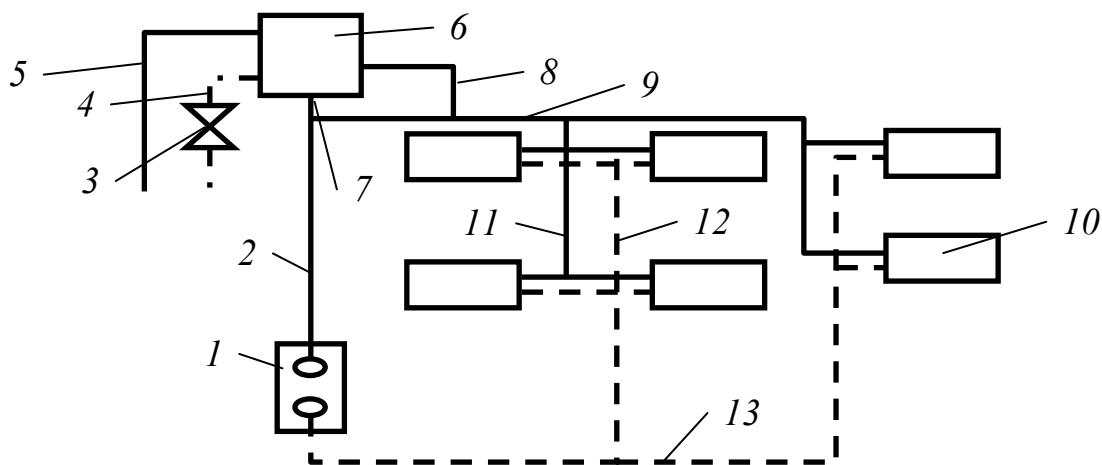


Рис. 4.11. Схема двотрубної системи водяного опалення з верхнім розведенням і природною циркуляцією: 1 – водогрійний котел; 2 – головний стояк; 3 – вентиль; 4 – сигнальна труба; 5 – переливна труба; 6 – розширювальний бачок; 7 – з'єднувальна труба; 8 – циркуляційна труба; 9 – магістраль, яка подає; 10 – опалювальний пристрій; 11 – стояк, який подає; 12 – зворотний стояк; 13 – зворотна магістраль

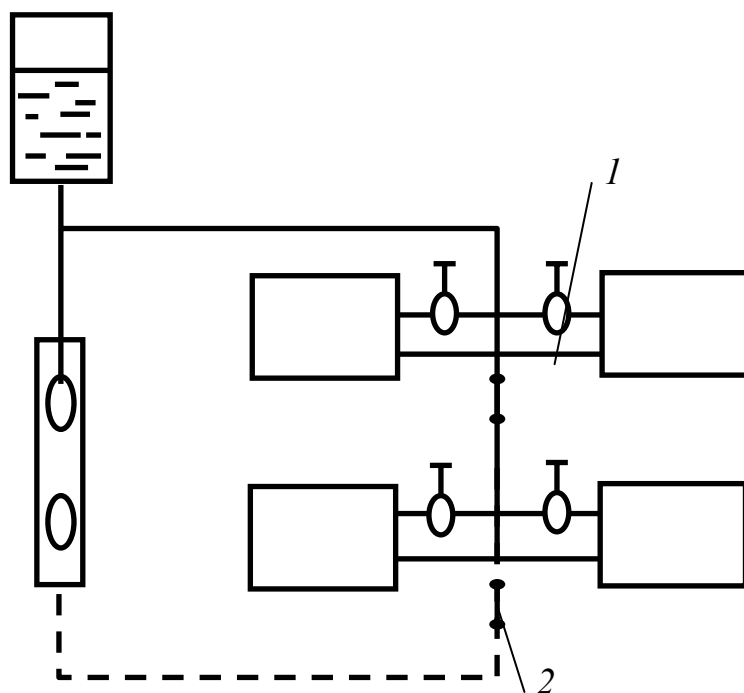


Рис. 4.12. Схема однотрубної системи водяного опалення із замикаючими ділянками та природною циркуляцією: 1 – регулювальний кран; 2 – замикаюча ділянка

Двотрубні системи надійні в роботі, мають високу гідравлічну стабільність. Недоліком їх є висока металоемність і складність монтажу. Двотрубні системи застосовують в основному в будинках до двох поверхів.

В однотрубній системі (рис. 4.12.) гаряча вода з розподільної магістралі стікає униз і потрапляє в нагрівальні прилади. Ці ж магістралі служать і для відводу охолодженої води, що виходить із нагрівальних приладів. За

наявності замикаючих ділянок частина води проходить через них, минаючи нагрівальні прилади. Ці системи простіші і дешевші ніж двотрубні, але потребують більшої поверхні нагрівальних приладів.

Квартирні системи, застосовують в житлових будинках до двох поверхів, у якості генераторів теплоти мають малометражні котли або змієвик, умонтований у кухонну плиту. Ці системи зазвичай є однотрубними з верхнім розведенням (рис. 4.13.).

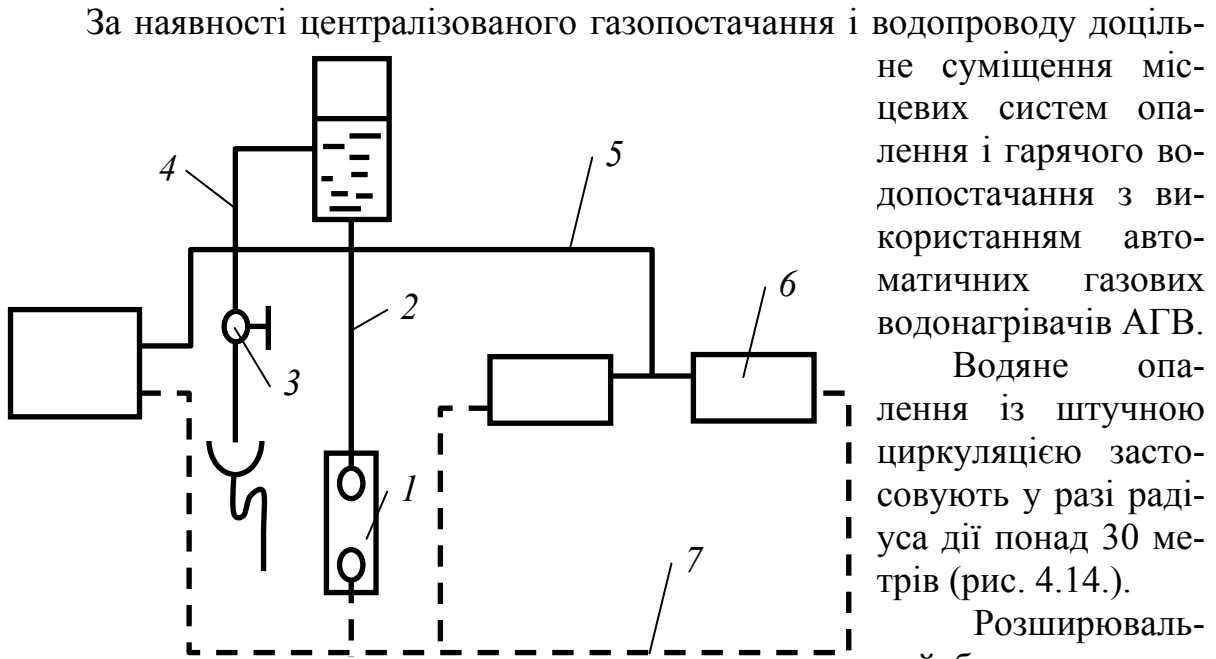


Рис. 4.13. Квартирна система водяного опалення:
 1 – водогрійний котел; 2,5 – подавальна магістраль;
 3 – кран гарячої води; 4 – сигнальна труба;
 6 – опалювальні прилади; 7 – зворотна магістраль

не суміщення місцевих систем опалення і гарячого водопостачання з використанням автоматичних газових водонагрівачів АГВ.

Водяне опалення із штучною циркуляцією застосовують у разі радіуса дії понад 30 метрів (рис. 4.14.).

Розширювальний бачок приєднується до зворотного трубопроводу перед насосом.

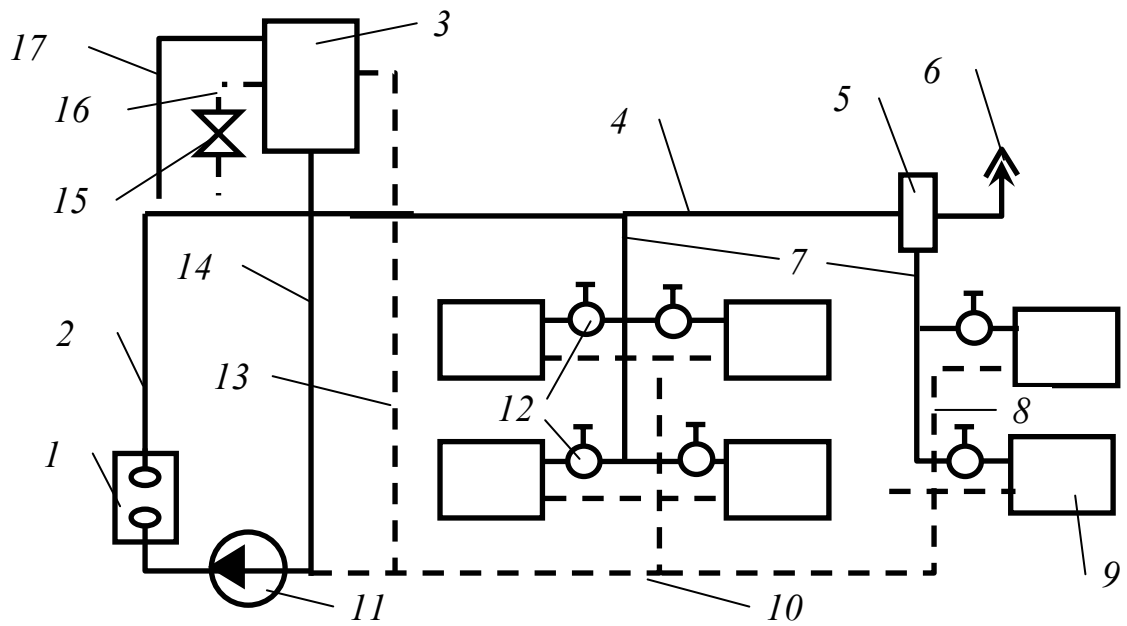
Тиск, який забезпечує циркуляцію води в насосній системі опалення:

$$p = p_n + 9,81(\rho_0 - \rho_2)h \quad (4.37)$$

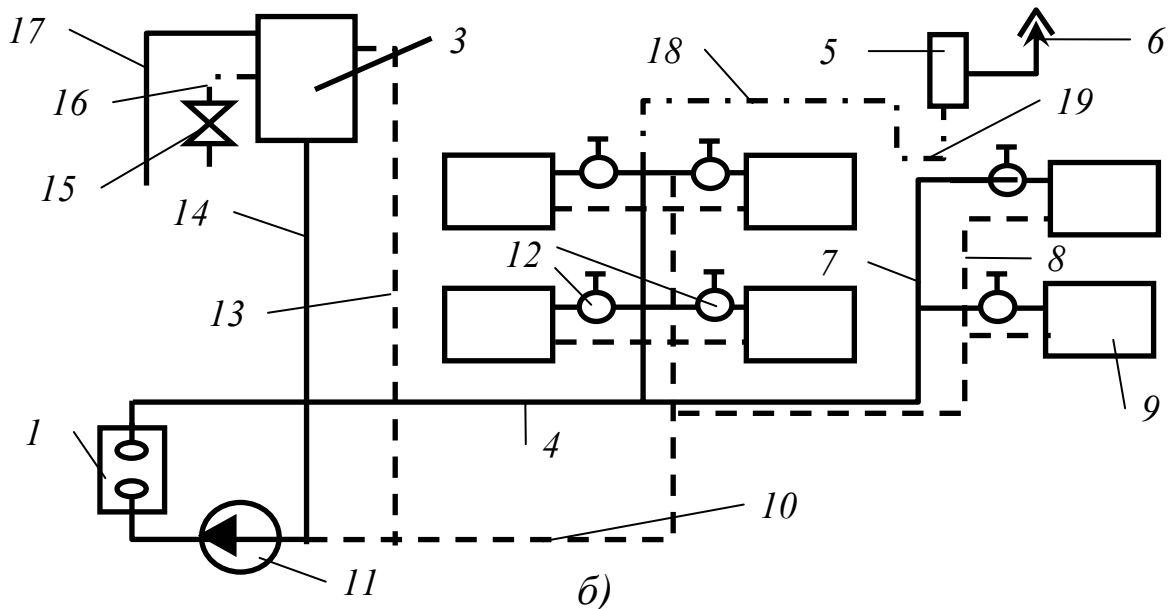
де p_n – тиск, що створює насос.

Перевагами насосних систем є великий радіус дії, зниження капітальних витрат, здешевлення монтажу трубопроводів.

Недоліки: потреба в більш високій кваліфікації обслуговчого персоналу, витрата енергії на привід насоса, необхідність спорожнення системи у разі тривалої відсутності електроенергії.



а)



б)

Рис. 4.14. Схеми двотрубної системи опалення зі штучною циркуляцією:
 а) з верхнім розведенням; б) з нижнім розведенням; 1 – водогрійний котел;
 2 – головний стояк; 3 – розширювальний бачок; 4 – магістраль, яка подає;
 5 – повітрозбірник; 6 – повітряний кран; 7 – стояк, який подає; 8 – зворотний
 стояк; 9 – опалювальний прилад; 10 – зворотна магістраль; 11 – циркуляцій-
 ний насос; 12 – регулювальний кран; 13 – циркуляційна труба; 14 – з'єднува-
 льна труба; 15 – вентиль; 16 – сигнальна труба; 17 – переливна труба;
 18 – повітряна лінія; 19 – повітряний затвор

Насосні системи можуть бути з верхнім і нижнім розведенням, однокотубні і двокотубні (рис. 4.15.). Під час сільського будівництва доцільне застосування однокотубних систем як найбільш економічних за витратами труби і без складного монтажу. Характерною ознакою усіх варіантів насосних систем є необхідність установлення повітрярозбірників (у найвищій точці системи) і регулювальних кранів у нагрівальних приладів.

Центральні системи парового опалення. За тиском пари розрізняють системи вакуум-парові, низького тиску (до 0,07 МПа) і високого тиску (більш 0,07 МПа).

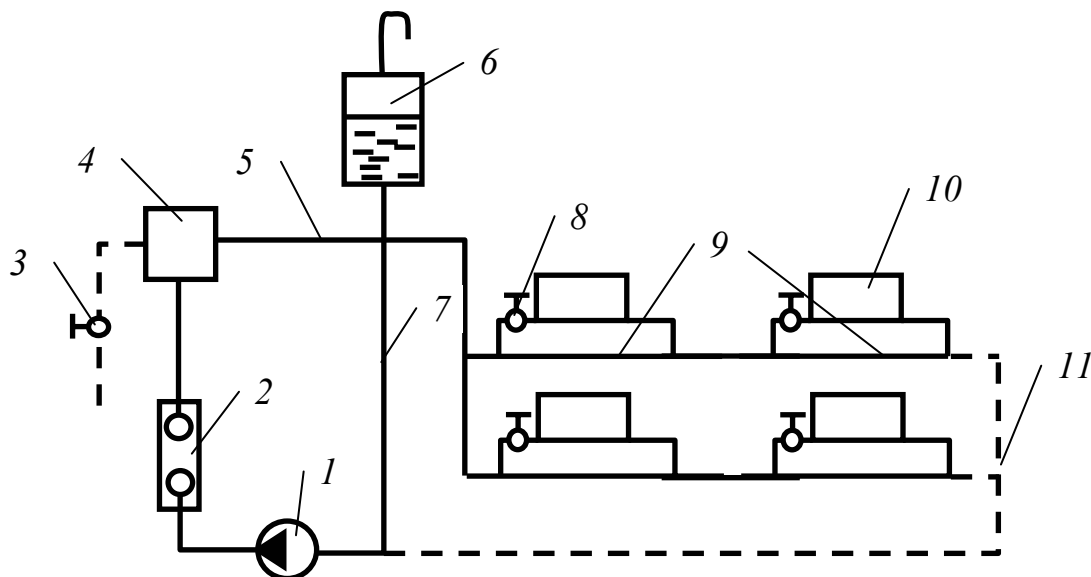


Рис. 4.15. Схема однокотубної насосної системи водяного опалення з замикаючими ділянками: 1 – насос; 2 – котел; 3 – повітряний кран; 4 – повітрярозбірник; 5 – магістраль, що подає; 6 – розширювальний бачок; 7 – з'єднувальна труба; 8 – регулювальний кран; 9 – гранична ділянка; 10 – опалювальний прилад; 11 – зворотна магістраль

Системи низького і високого тиску розділяють за зв'язком з атмосферою: відкриті і закриті; за способом повернення конденсату: замкнені і розімкнені; за схемою розташування трубопроводів: двокотубні, однокотубні (з верхнім і нижнім розведенням).

Системи низького тиску виконують за відкритою схемою. У замкнених схемах повернення конденсату в котлоагрегат здійснюється самопливом. Стовп води, що є різницею між рівнями води в загальній конденсаційній магістралі і котлоагрегаті, врівноважує тиск пари в котлі. З горизонтального конденсатопроводу конденсат стікає у вертикальний стояк, збільшуючи висоту стовпа. За рахунок цього, під надлишковим тиском частина конденсату надходить у котел, що забезпечує циркуляцію пари і конденсату у всій системі опалення.

У розімкнутих системах, конденсат надходить спочатку в конденсаційний бачок, із якого подається насосом у котельний агрегат (рис. 4.16.).

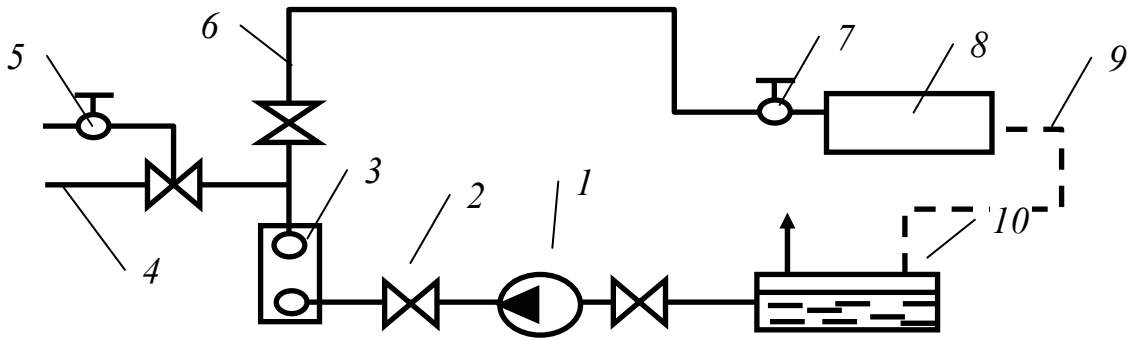


Рис. 4.16. Схема розімкненої однострубно́ї насосної системи водяного опалення: 1 – насос; 2 – вентиль; 3 – котел; 4 – гаряче водопостачання; 5 – кран гарячої води; 6 – магістраль, що подає; 7 – регулювальний кран; 8 – опалювальний прилад; 9 – гранична ділянка; 10 – конденсатний бачок

Парові магістралі прокладаються з нахилом $0,01 \dots 0,005$ в напрямі руху пари. Це запобігає шуму у паропроводі і забезпечує стікання конденсату за напрямом руху пари.

Характерною особливістю системи парового опалення є необхідність установлення парових вентилів перед опалювальними батареями, а також повітряних труб і повітряних затворів для видалення зайвого повітря.

Розрізняють сухі і мокрі конденсатопроводи. Сухим називають конденсатопровід, перетин якого під час роботи системи не цілком заповнено конденсатом, а під час перерви в роботі системи вільний від води. Мокрий конденсатопровід завжди цілком заповнений водою.

Повітряне опалення. Системи повітряного опалення можуть бути місцевими і централізованими. Для підігріву повітря можуть використовуватися парові, водяні й електричні калорифери або теплогенератори.

Розрізняють три варіанти схем місцевого і централізованого повітряного опалення: прямоточна, із повною рециркуляцією повітря та з частковою рециркуляцією.

Теплова потужність повітрянагрівальної установки:

– для прямоточної системи:

$$Q = C_p M_3 (t_n - t_3); \quad (4.38)$$

– для систем із повною рециркуляцією повітря:

$$Q = C_p M_p (t_n - t_e); \quad (4.39)$$

– для систем із частковою рециркуляцією:

$$Q = C_p [M_p (t_n - t_3) + M_3 (t_n - t_3)], \quad (4.40)$$

де M_3 і M_p – масові витрати зовнішнього і рециркуляційного повітря; t_3 і t_B – розрахункові температури зовнішнього і внутрішнього повітря;

C – питома ізобарна теплоємність повітря ($C_p = 1$ КДж/кг).

Температура повітря, що подається (припливного)

$$t_n = t_B + \frac{Q}{CM_n}, \quad (4.41)$$

де M_n – загальна масова витрата припливного вентиляційного повітря.

Температура не повинна перевищувати 70°C у разі подачі повітря в помешкання на висоті понад 3,5 м від статі і без руху струменя в робочу зону; 45°C у разі подачі повітря на висоті менше 3,5 м. Якщо розрахункова температура припливного повітря вища допустимої, її зниження проводиться шляхом збільшення масової витрати припливного повітря.

Гаряче водопостачання. Вода для гарячого водопостачання повинна задовольняти усі вимоги до питної води.

Особлива увага повинна приділятися зниженню до необхідного мінімуму речовин, що сприяють корозії трубопроводів та іншої арматури, яка входить до складу систем гарячого водопостачання. До цих речовин відносять: кисень, вільний хлор і його солі, сірководень. З метою зменшення жорсткості води, що призводить до відкладення нерозчинних солей на стінках трубопроводів і використання гарячої води в побутових цілях слід робити зм'якшення води відповідним раціональним способом. При цьому оброблення води не повинно погіршувати її якості.

Системи гарячого водопостачання за джерелом теплоти і способом розподілення гарячої води ділять на місцеві (децентралізовані) і централізовані.

У місцевих системах воду нагрівають індивідуальні водонагрівачі різноманітних конструкції (змійовик, забитий в осередок, дров'яна колонка, автоматичний проточний газовий водонагрівач, автоматичний ємнісний водонагрівач – АГВ, малометражний котел у сполученій системі опалення і гарячого водопостачання тощо).

Централізовані системи можуть бути таких видів: з приготуванням гарячої води у власному водогрійному котлі або водопідігрівачах, які спеціально призначені для гарячого водопостачання; з приготуванням гарячої води в тепловому вузлі споживача за допомогою водонагрівача, який приєднується до теплової мережі (закриті системи), з відбором гарячої води безпосередньо з опалювальної тепломережі (відкриті системи).

Найпростішим генератором теплоти в квартирних системах гарячого водопостачання може служити кухонна плита із змійовиком. Нагріта в змійовику вода надходить в акумуляторний бак, а далі у водорозбірний кран. Воду систему поповнюють із водопровідної лінії 3 через живильний бачок 5 із поплавковим клапаном. Якщо водопроводу немає, систему підживлюють за допомогою електричного або ручного насоса. Живильний бачок у цьому випадку повинний мати велику місткість. Якщо теплова потужність генератора теплоти менша максимальної витрати теплоти на гаряче водопостачання, до схеми включають додатковий акумуляторний бак.

Якщо жорсткість води перевищує 3...3,5 мг-екв/кг, її варто підігрівати в спеціальному водяному теплообміннику за рахунок теплоти води опалювальної системи.

Для індивідуальних квартир найбільш раціональною схемою є суміщення гарячого водопостачання із системою опалення.

У централізованих схемах нагрів води відбувається у водопідігрівачі 2 парою, яка надходить від парового котла 1, розташованого в центральній котельні. Місткість водопідігрівача така, що відповідає потреба акумуляторного бака. Циркуляція в системі природна – за рахунок різної щільності води в доставній і зворотній магістралях.

У схемах централізованого гарячого водопостачання нагрів води може відбуватися безпосередньо в теплових пунктах будинків за рахунок теплоносіїв теплових мереж, до яких ці пункти підключаються.

Можливий варіант надходження гарячої води безпосередньо з опалювальної теплової мережі. Вода надходить через змішувальний трійник 5 із доставної 6 та зворотної 7 магістралей теплової мережі. Терморегулятор 2 регулює змішування гарячої й охолодженої води. Циркуляція води, у разі відсутності водорозбору, зупиняється зворотним клапаном 4. Ця відкрита система має істотні переваги порівняно із замкненими системами: відповідає необхідність у прокладанні мережі гарячого водопостачання й установленні водопідігрівачів у абонентів, збільшується пропускна здатність теплових мереж, зменшується корозія трубопроводів.

Широкому поширенню відкритої системи перешкоджає необхідність підготування великої кількості підживлювальної води.

Середній потік теплоти, яка витрачається за опалювальний період на гаряче водопостачання житлових і громадських будинків:

$$Q_{зв.}^{cp.} = q_{зв.} \cdot n, \quad (4.42)$$

де $q_{зв.}$ – збільшений показник середнього потоку теплоти на одну особу;

n – кількість осіб.

Чисельне значення $q_{зв.}$ залежне від середньодобової норми витрати води, виходячи з виду і призначення будинку або спорудження (відповідно до СНіП 11-34-76).

Максимальний (розрахунковий) потік:

$$Q_{зв.} = K_H \cdot Q_{зв.}^{cp.}, \quad (4.43)$$

де $K_H = 2...24...24$ – коефіцієнт щогодинної нерівномірності витрати теплоти за добу.

Максимальний потік теплоти, що витрачається на гаряче водопостачання виробничих будинків

$$Q_{зв.нр} = 0,278 \cdot V \cdot \rho_B \cdot C_B \cdot (t_{Г} - t_{Х}), \quad (4.44)$$

де V – об'ємна витрата гарячої води, м³/ч;

ρ_g – щільність гарячої води;

t_2 – розрахункова температура гарячої води, $t_r = 55^\circ\text{C}$;

t_x – розрахункова температура холодної води в зимовий період, $t_x = 5^\circ\text{C}$.

Витрата гарячої води різноманітними об'єктами визначається за наступними формулами:

для душових побутових помешкань у годину найбільшого водоспоживання:

$$V = 10^{-3} \cdot n_c \cdot v, \quad (4.45)$$

де n_c – кількість душових сіток у виробничих будинках;

V – витрата води на одну душову сітку;

для пральних:

$$V = 10^{-3} \frac{\rho \cdot g}{\tau}, \quad (4.46)$$

де ρ – продуктивність пральної, кг сухої білизни за зміну;

g – витрата води на 1 кг сухої білизни;

τ – кількість годин роботи за зміну.

Для тваринницьких помешкань на санітарно-гігієнічні потреби і годування кормів:

$$Q_{св.тв} = \beta \cdot \frac{0,278 \cdot C_B \cdot (t_2 - t_x)}{24} \cdot \sum m_K \cdot n_K, \quad (4.47)$$

де β – коефіцієнт нерівномірності споживання гарячої води протягом доби, ($\beta = 2,5$);

n – кількість тварин у помешканні;

m_K – середньодобова витрата гарячої води на одну тварину: для корів – 15; телят і молодняку – 2; свиноматок – 30; свиней на відгодівлі – 3.

Виходячи із сумарного значення розрахункової теплової потужності, яку витрачають на гаряче водопостачання, здійснюють розрахунок водопідігрівача і акумуляторного бака гарячої води.

Діаметри доставних і розвідних трубопроводів повинні бути такими, щоб під час руху гарячої води від вводу до найбільш віддаленої точки водорозбору напір системи було використано максимально. При цьому швидкість і рух води з урахуванням відкладання накипу в трубопроводах, які подають, не повинні перевищувати 1,5 м/с, а на відгалудженнях – 2,5 м/с.

4.2.3. Системи теплопостачання сільського господарства

Теплова мережа – це система трубопроводів для передачі теплової енергії за допомогою теплоносія від генератора теплоти до теплових споживачів.

Загальна схема теплової мережі визначається розміщенням джерела теплопостачання щодо споживачів, характером теплового навантаження споживачів, видом теплоносія.

У сільському господарстві теплові мережі мають свої особливості, обумовлені малою щільністю і значними коливаннями теплового навантаження.

Залежно від виду теплоносія, що транспортується, теплові мережі розділяють на водяні і парові. Водяні системи теплопостачання можуть бути закритими і відкритими. У закритій системі вся вода повертається до джерела теплопостачання, у відкритій – частину води з теплової мережі розбирають споживачі.

За кількістю трубопроводів, що йдуть паралельно розрізняють одно-, дво- і багатотрубні мережі.

Теплові мережі розділяють на:

- магістральні, що прокладають за головними напрямками;
- розподільні, котрі розташовані між магістральними трубопроводами і вузлами відгалужень;
- відгалуження від розподільних трубопроводів.

Прокладання теплових мереж може бути наземне (повітряне) і підземне.

У сільських населених пунктах наземне прокладання виконують на низьких опорах і опорах висоти, вільних від забудови.

Найбільше розповсюдженим є підземне прокладання, що може бути канальним і безканальним. Канали споруджують прохідними, напівпрохідними і непрохідними.

Непрохідні канали збирають з уніфікованих коробчатих залізобетонних елементів різних розмірів.

Трубопроводи укладають на нерухомі і рухомі опори, враховуючи температурні коливання довжини труб. Рухомі опори приварені до труб і сковзають сталевими пластинами, вправленими у бетонні подушки.

Для запобігання прогинання труб опори встановлюють на визначеній відстані. Гранично-допустимі прольоти мають наступну довжину (табл. 4.1).

Таблиця 4.1.

Гранично-допустимі прольоти залежно від діаметра труб

Діаметр труби, мм	50	80	100	150	200	250... 400
Проліт між опорами	4	5	6	7	8	9

Нерухомі опори фіксують теплопроводи у визначених межах, розділяючи його на окремі ділянки, де компенсатори можуть цілком сприймати температурні подовження труб.

Безканална прокладка є найбільш дешевою, але вимагає дуже надійного захисту ізоляції трубопроводів від вологи. Ізольовані труби укладають на піщану подушку товщиною 100...150 мм і засипають спочатку піском на 100 мм вище ізоляції, а потім ґрунтом. Нерухомі опори виготовляють щитовими і залізобетонними.

Зовнішню поверхню труб покривають спеціальним антикорозійним матеріалом (наприклад, ізолом), обертають мінеральною ватою чи іншим теплоізоляційним матеріалом і закріплюють дротовими чи бляшаними бандажами. Теплоізоляцію для запобігання від механічних ушкоджень і проникнення вологи покривають захисним шаром зі склотканини, азбоцементних напівциліндрів тощо.

Теплоізоляційні конструкції можуть бути збірними, литими і монолітними. До теплоізоляційних матеріалів відносять: армований пінобетон, бітумочерлит, асфальтоізол, асфальтокерамзитобетон, жужільна вата, бітум, склотканина тощо.

Теплопроводи повітряної прокладки повинні мати надійну покривну ізоляцію, яка охороняє їх від метеорологічних впливів, що руйнують, і механічних ушкоджень. Зовнішнє покриття теплоізолювального шару може бути виконане у вигляді сталевого оцинкованого кожуха, мішкови́ни, просоченої бітумом, склотканини тощо.

Необхідна товщина теплової ізоляції і спад температури теплоносія на цій ділянці трубопроводу визначається під час теплового розрахунку.

Товщину шару ізоляції визначають за нормами питомих утрат теплоти чи на основі техніко-економічних розрахунків. При цьому товщина ізоляції трубопроводу не повинна перевищувати граничних значень, що рекомендуються.

Питомі втрати теплоти (Вт/м) на 1 м трубопроводу такого діаметра:

$$q = \frac{(t_1 - t_0)}{R}, \quad (4.48)$$

де t_1 – розрахункова температура теплоносія, $^{\circ}\text{C}$;

t_0 – температура навколишнього середовища, $^{\circ}\text{C}$. Для наземної прокладки – середньорічна температура зовнішнього повітря; для підземної – середньорічна температура ґрунту (може бути прийнята як $+5^{\circ}\text{C}$);

R – загальний тепловий опір, мК/Вт.

Зневажаючи опором теплосприймання від теплоносія до стінки трубопроводу й опором теплопровідності стінки труби, загальний опір у разі наземної прокладки визначаємо:

$$R = R_{із} + R_n, \quad (4.49)$$

Опір теплопровідності ізоляційних шарів:

$$R_{із} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{із}} \cdot \ln \frac{d_{з.із.}}{d_{в.із.}}, \quad (4.50)$$

де $d_{з.із.}$ і $d_{н.із.}$ – зовнішній і внутрішній діаметри ізоляції, м;
 $\lambda_{із.}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ізоляції, Вт/мК.

Тепловий опір зовнішньої поверхні ізоляції:

$$R_3 = \frac{1}{\pi \cdot d_{з.із.} \cdot \alpha}, \quad (4.51)$$

Коефіцієнт тепловіддачі поверхні ізоляції:

$$\alpha = 9,3 + 0,0465 \cdot t_{з.із.} + 7\sqrt{v}, \quad (4.52)$$

де $t_{з.із.}$ – температура зовнішньої поверхні ізоляції, °С;

v – швидкість повітря на поверхні ізоляції, м/с.

Для зменшення напруги, що виникає у трубах унаслідок температурних деформацій застосовують компенсатори двох типів: радіальні й осьові. До радіальних відносять П-подібні компенсатори. Осьові компенсатори (чепцеві і лінзові) використовують для труб діаметром понад 200 мм і тому в сільському господарстві практично не застосовують.

Підбирають радіальні компенсатори, виходячи з величини типового подовження трубопроводу між сусідніми нерухомими опорами:

$$\Delta l = \alpha \cdot l \cdot (t - t_0), \quad (4.53)$$

де α – коефіцієнт лінійного подовження, мм/мК;

t – температура теплоносія, °С;

t_0 – температура навколишнього середовища, °С.

За безканальної прокладки може бути $t_0 = 1 \dots 3$ °С. Для сталевих труб $\alpha = 0,012$ мм/мК.

У паропроводах необхідно передбачати пристрій для відведення конденсату. До них належать підпорні шайби, гідравлічні затвори і конденсаційні горщики різних конструкцій.

4.2.4. Системи вентиляції

Системи вентиляції призначаються для підтримки повітряного середовища помешкань відповідно до санітарно-гігієнічних, зоотехнічних або агротехнічних норм.

Розрахунок загальнообмінної вентиляції полягає у визначенні необхідного повітрообміну V (м³/год), що забезпечуватиме підтримку допустимої концентрації шкідливих речовин, водяних парів і оптимальної температури.

За умови тривалої роботи вентиляції, виходячи з допустимого значення концентрації шкідливих речовин величина повітрообміну V визначається:

$$V = \frac{x_{сп.}}{x_2 - x_0}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (4.54)$$

де $x_{вр}$ – кількість шкідливих речовин, що виділяється за одну годину, г/год;

x_2 – гранично-допустима концентрація шкідливих речовин, г/м³;

x_0 – концентрація шкідливих речовин у зовнішньому повітрі, г/м³.

Виходячи з допустимого утримання водяних парів:

$$V = \frac{W}{(d_3 - d_6) \cdot \rho}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (4.55)$$

де W – маса вологи, що виділяється в помешканні, г/год;

d_B і d_3 – вологомiсткiсть внутрiшнього i зовнiшнього повітря, г/кг;

ρ – щiльнiсть повітря за температури помешкання, кг/м³.

Необхiдний повітрообмiн за надлишкової теплоти:

$$V_{m.} = \frac{3,6 \cdot Q_{над.}}{C \cdot (t_B - t_3) \cdot \rho}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (4.56)$$

де C – iзобарна теплоемнiсть повітря, ($C = 1$ кДж/кг).

$Q_{над}$ – надлишковий потiк теплоти, Вт.

$$Q_{над} = Q_m - Q_{огор}, \quad (4.57)$$

де Q_m – потiк теплоти, що видiляється в помешканнi вiд рiзноманiтних джерел, Вт;

$Q_{огор}$ – тепловий потiк, що втрачається через зовнiшнi огороження, Вт;

Для тваринницьких ферм шкiдливою речовиною є вуглекислий газ.

Годинний обсяг припливного повітря, необхiдного для зниження концентрацiї вуглекислого газу:

$$V_{co_2} = \frac{C_n}{C_1 - C_2}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (4.58)$$

де C – кiлькiсть CO₂, що видiляється однiєю твариною (птицею), л/год;

n – кiлькiсть тварин (птицi) у помешканнi;

C_1 – гранично-допустима концентрацiя CO₂ у повітрі помешкання, л/м³;

C_2 – концентрацiя CO₂ у зовнiшньому повітрі, л/м³ (у сiльській мiсцевостi CO₂ = 0,3...0,4 л/м³).

Необхiдний повітрообмiн для тваринницьких i птахiвницьких помешкань є найбільшим iз двох величин: C_{CO_2} i C_n .

Правильнiсть розрахунку повітрообмiну пов'язано з рекомендованою кратнiстю теплообмiну K , виходячи зi сiввiдношення:

$$K = \frac{V}{V_n}, \quad (4.59)$$

де V – обране значення повітрообмiну, м³/ч;

V_n – внутрішній обсяг помешкання, м³.

Для холодного періоду року для тваринницьких помешкань $K = 3...5$, для пташників $K = 10...12$ [40].

Площа перетину усіх витяжних шахт за природної тяги:

$$F = \frac{V}{3600 \cdot v_{в.ш.}}, \text{ м}^2, \quad (4.60)$$

де V – обраний перетин теплообміну;

$v_{в.ш.}$ – швидкість прямування повітря у витяжній шахті.

Чисельне значення $v_{в.ш.}$ визначається зі співвідношення:

$$v_{в.ш.} = 2,2 \cdot \sqrt{\frac{h \cdot (t_{г} - t_{з.в.})}{273}}, \quad (4.61)$$

де h – висота шахти, м;

$t_{г}$ – розрахункова температура усередині помешкання, °С;

$t_{з.в.}$ – розрахункова вентиляційна температура зовнішнього повітря, °С.

Кількість витяжних шахт:

$$n_{в.ш.} = \frac{F}{f}, \quad (4.62)$$

де F – площа поперечного перетину всіх витяжних шахт, м²;

f – площа поперечного перетину однієї шахти (у типових проектах прийнято перетини квадратні 400, 500, 600 і 700 мм) [40].

У разі подавання припливного повітря за допомогою вентиляторів їх сумарне подавання визначається із співвідношення:

$$V_{г} = K_{г} \cdot V, \quad (4.63)$$

де $K_{г}$ – поправний коефіцієнт на втрати або підсоси повітря у повітроводах ($K_{г}=1,1$ – для повітроводів довжиною до 50 м, $K_{г}=1,15$ – в інших випадках) [40].

Повний напір вентилятора:

$$P_{г} = H_T + h_{м.с.}, \text{ Па}, \quad (4.64)$$

де H_T – втрати за довжиною, Па;

$h_{м.с.}$ – втрати на місцеві опори, Па.

Втрати напору за довжиною трубопроводу:

$$H_T = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{н.г.}^2}{2} \cdot \rho, \quad (4.65)$$

де λ – коефіцієнт тертя повітря в трубопроводі (0,02...0...0,03);

l і d – довжина і діаметр трубопроводу, м;

$v_{n.в.}$ – швидкість руху припливного повітря в трубопроводах (у магістральних лініях 10...15 м/с, у відгалуженнях 6...9 м/с) [33];

ρ – щільність повітря в трубопроводі, кг/м³.

Для трубопроводів прямокутного перетину приймають еквівалентний діаметр із співвідношення:

$$d_{екв.} = \frac{2ae}{a + e}. \quad (4.66)$$

Місцеві опори:

$$h_{м.с.} = \sum \zeta \cdot v_{n.в.}^2 \cdot \frac{\rho}{2}, \quad (4.67)$$

де $\sum \zeta$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів окремих ділянок припливної системи.

Виходячи з чисельних значень подачі V і повного напору $P_в$ проводиться підбір вентилятора за загальноприйнятою методикою (із використанням номограм).

Необхідну потужність (кВт) на валу електродвигуна для приводу вентилятора визначають за формулою:

$$N_в = \frac{V_в \cdot \rho_в}{3600 \cdot \eta_в \cdot \eta_n}, \quad (4.68)$$

де $\eta_в$ – к.к.д вентилятора;

η_n – к.к.д. передачі (0,8 для муфтового з'єднання; 0,95 – для клинопасової передачі; 0,9 – для плоскостасової передачі) [33].

Установлена потужність електродвигуна:

$$N_{уст} = K_з \cdot N_в, \quad (4.69)$$

де $K_з$ – коефіцієнт запасу потужності (з довідкових даних, виходячи з величини і виду вентилятора).

Рівномірне розповсюдження повітря за довжиною вентилязованого помешкання досягається підбором відповідних діаметрів усіх ділянок магістральних трубопроводів і окремих відгалужень.

4.2.5. Системи кондиціонування повітря

Системи кондиціонування повітря служать для підтримки температури, вологості й інших характеристик повітря в помешканні відповідно до необхідних норм.

За призначенням кондиціонування повітря поділяють на комфортне,

застосовуване в житлових, громадських і адміністративних будинках; технологічне – у виробничих будинках для забезпечення необхідних умов протікання технологічних процесів; комфортно-технологічне – у виробничих помешканнях, де умови протікання технологічних процесів мало відрізняються від комфортних.

За розташуванням основних елементів системи кондиціонування поділяють на місцеві, розташовані в окремих помешканнях, і центральні, в яких повітря обробляється в одному центральному кондиціонері, від якого розподіляється на помешкання. Центральні кондиціонери мають різноманітні схеми тепловологісного оброблення повітря. Вони можуть бути прямоточними або з рециркуляцією. У прямоточних кондиціонерах оброблюється тільки зовнішнє повітря, у кондиціонерах із рециркуляцією – зовнішнє повітря з деякою кількістю зовнішнього повітря, що забирається з помешкання.

За сезонністю забезпечення необхідних параметрів повітря в помешканнях системи поділяють на цілорічні і сезонні (використовуються частіше всього в теплий період року).

Оброблене повітря перед подачею його в помешкання містить 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 пилуки.

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 і 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 35⁰С). Підвищення температури призводить до істотного зниження продуктивності тварин і птиці.

Ефективним засобом зниження температури повітря є випарне охолодження. У центральних системах тепловологісне оброблення повітря проводиться в типових зрошувальних камерах кондиціонерів, встановле-

них окремо від ферми. За децентралізованої схеми для оброблення повітря використовують касети зі зрошуваним гігроскопічним заповнювачем. Касети встановлюють у подовжніх стінах. Ефект охолодження може бути досягнутий лише за умови, що температура води буде значно нижча температури повітря. Для охолодження використовують артезіанську воду з температурою 5...12...12°C, або воду, штучно охолоджену в холодильній камері.

4.3. Сушіння продуктів сільськогосподарського виробництва

Дійсний процес сушіння

Дійсний процес сушіння відрізняється від теоретичного наявністю втрат.

Тепловий баланс дійсного сушіння:

$$q = l \cdot (h_g - h_a) = l \cdot (h_c - h_a) + q_m + q_{тр} + q_c - q_{дод} - C \cdot lnt'_m, \quad (4.70)$$

де q_m – утрата теплоти на прогрів матеріалу, що висушується;

$q_{тр}$ – утрата теплоти на прогрів транспортних пристроїв;

q_c – утрата теплоти в навколишнє середовище;

$q_{дод}$ – додаткова теплота, що вводиться безпосередньо в сушильну камеру;

$C \cdot lnt'_m$ – теплота внесена вологою матеріалу, що висушується;

t'_m – температура матеріалу, що висушується, до входу в камеру.

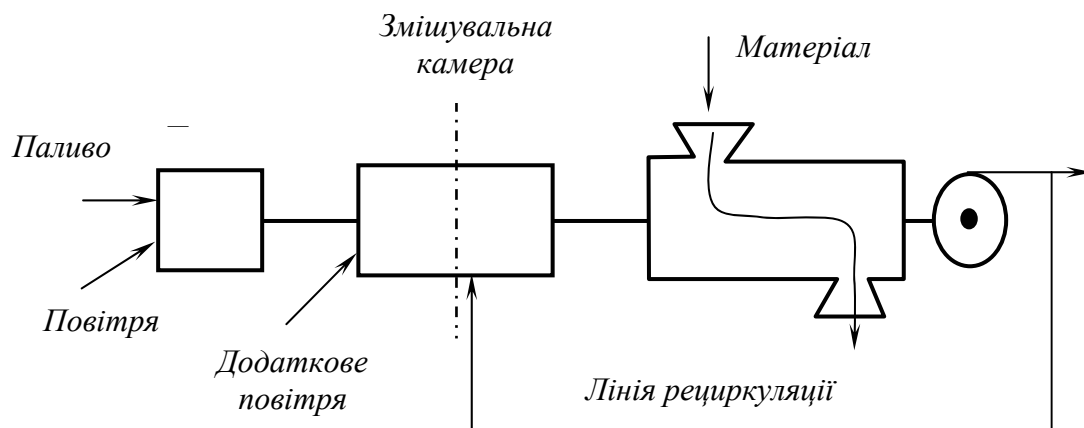


Рис. 4.17. Схема сушильної установки з рециркуляцією

Варіанти основного сушильного процесу:

1. Сушіння з рециркуляцією частини сушального агента, що відпрацював.
2. Сушіння безпосередньо димовими газами.
3. Комбінований варіант.

Характеристика вологого матеріалу в процесі сушіння.

Вологість на загальну масу

$$\omega^0 = \frac{W_0}{M} \cdot 100 = \frac{W_0}{M_{\text{сух}} + M_0} \cdot 100\%, \quad (4.71)$$

де W_0 – волога вода;

$M = M_{\text{сух}} + W_0$ – загальна маса;

$M_{\text{сух}}$ – маса абсолютного сухого повітря.

Вологість на абсолютну суху масу:

$$\omega_c = \frac{W_0}{M_{\text{сух}}} \cdot 100\% . \quad (4.72)$$

Волога, що видаляється:

$$W = M_1 - M_2, \quad (4.73)$$

де M_1 – маса матеріалу до сушіння

M_2 – маса матеріалу після сушіння

Інтенсивність процесів сушіння показує зменшення вологості від часу (рис. 4.18):

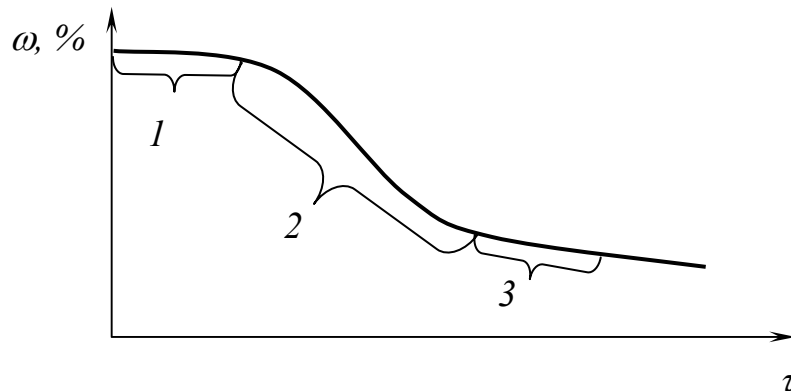


Рис.4.18. Інтенсивність процесів сушіння:

1 – несталий початковий період (прогрівання матеріалу);

2 – сушіння з постійною швидкістю;

3 – досушування до заданого значення вологості (видалення гігроскопічної вологи).

Класифікація сушильних установок

За способом підведення теплоти до матеріалу, що висушується: сушарки з конвективним підведенням (тютюн), контактне підведення теплоти (сковорідка), підведення теплоти за рахунок теплового випромінювання, підведення за допомогою електромагнітних коливань (мікрохвильові печі), комбіноване підведення.

За джерелом теплової енергії: паливо, електроенергія, сонячна енергія (геліосушарки), комбіновані.

За конструкцією сушильної камери і способу транспортування матеріалу: шахтні, стрічкові конвеєри, вагонетки, барабанні, сушарки спеціальної конструкції.

За призначенням: для зерна, для фруктів і овочів, вітамінного борошна, лісосушарки, сушарки для зневоднювання.

4.4. Використання холоду в сільському господарстві

В умовах сільського господарства холод застосовують для збереження і переробки різноманітних швидкопсувних продуктів (м'ясо-молочні продукти, свіжа риба, овочі, плоди, ягоди тощо).

Використання різноманітних систем охолодження дозволяє значно скоротити втрати під час збереження і транспортування продукції, поліпшити якість, підвищити культуру сільськогосподарського виробництва загалом, збільшити прибутки господарства.

Існує багато різноманітних способів одержання штучного холоду. Розрізняють системи охолодження без застосування холодильних машин і машинне охолодження.

Найпростіший спосіб охолодження заснований на застосуванні природного льоду або суміші льоду із сіллю. Охолоджувачем може бути сухий лід (тверда вуглекислота), який одержують на спеціальних заводах.

Природний лід має достатньо низьку температуру танення (0°C) і високу плавлення, що дорівнює в звичайних умовах 335 кДж/кг . Теплопровідність льоду становить $2,33 \text{ Вт/м}$, а теплоємність майже $2,1 \text{ кДж/кг }^{\circ}\text{C}$.

Найпростішими холодильними пристроями є льодовики, що уявляють собою дерев'яні, цегельні або бетонні спорудження.

У льодовиках, що охолоджують тільки льодом, підтримують температуру $3...4^{\circ}\text{C}$. Більш низька температура може бути досягнута у разі льодосоляного охолодження. Суміш льоду і технічної повареної солі періодично завантажують у гратчасті ємності, що розміщені безпосередньо в охолоджуваних помешканнях.

Температура плавлення суміші льодотехнічна поварена сіль:

$$t_{см.} = -0,07m, \quad (4.74)$$

де m – утримання суміші у % від маси льоду.

Холодопродуктивність суміші льоду і солі:

$$q_{см.} = 335 + 4,19t. \quad (4.75)$$

Більш удосконалена розсільна система льодосоляного охолодження. Холодний розсіл одержують у генераторі холоду – фрігаторі, що знаходиться поза охолоджуваним помешканням. Фрігатор – це бак з штахетами, на який періодично, 1-2 рази на добу, завантажують грудковий лід. Під штахетами у нижній частині бака збирається холодний розчин, який насосом подається в батареї, що розташовані в охолоджуваних камерах.

Постійна концентрація розсолу підтримується за рахунок солеконцентра- тора, через який пропускається частина вихідного з батарей розсолу.

Розрахунок місткості і основні розміри помешкання холодильни- ка. Місткість холодильника виражають у кубометрах вантажного обсягу або в тоннах вантажу, що зберігається.

Вантажний обсяг камери схову:

$$V_{ep.} = \frac{M_k}{m_v}, (m^3), \quad (4.76)$$

де M_k – місткість камери, т;

m_v – норма завантаження $1m^3$ вантажного обсягу камери, m/m^3 ; (для плодів і овочів $m_v = 0,34 m/m^3$) [39].

Площа камери схову, зайнятої вантажем (вантажна площа):

$$F_{ep.} = \frac{V_{ep.}}{h}, \quad (4.77)$$

де h – висота штабеля, м.

Навантаження на $1 m^2$ вантажної площі камери схову:

$$m_F = m_v \cdot h, \quad (4.78)$$

Значення m_F для одноповерхових холодильників не повинні переви- щувати $5 t/m^2$, для інших $2...2,5 t/m^2$. Висоту штабеля вантажів беруть за $4,5...5$ м для одноповерхових і $3,5...4,5$ м – для інших холодильників [39].

Будівельна площа камери схову:

$$F_c = \frac{F_{ep.}}{\beta}, \quad (4.79)$$

де β – коефіцієнт використання площі камери, що враховує зайняту колонами, приладами охолодження, проходами і т.д. Чисельні значення β беруть з таблиці (табл. 4.2).

Таблиця 4.2.

Чисельні значення β

F, m^2	20	20.....100	100...400	400
β	0,5...0...0,6	0,65	0,7	0,8

Розрахунок холодильної потужності. Витрата холоду в холодиль- ній камері визначається з розрахунку компенсації всіх припливів теплоти:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4. \quad (4.80)$$

Приплив теплоти через зовнішнє огороження:

$$Q_1 = \sum_{i=1}^n K_i F_i (t_n - t_k) + Q_p, \quad (4.81)$$

де K_i – коефіцієнт теплопередачі стін, підлоги, стелі, $Вт/ m^2K$;

F_i – площі стін, статі, стелі, m^2 ;

t_n – розрахункова температура зовнішнього повітря, °С;

t_k – температура повітря в камері, °С.

Теплоприплив сонячної радіації:

$$Q_p = K_p \cdot F_p \cdot \Delta t_p, \quad (4.82)$$

де K_p – коефіцієнт теплопередачі зовнішнього огороження, схильного опромінення сонцем;

F_p – сумарна площа поверхні стріхи й однієї зі зовнішніх стін, максимально опромінюваних сонцем;

Δt_p – надлишкова, понад розрахункової, різниця температур, що враховує дію сонячної радіації в літню пору (для плоскої стріхи $\Delta t_p = 15 \dots 20$ °С, для стін $\Delta t_p = 5 \dots 10$ °С) [39].

Витрата холоду на охолодження продуктів

$$Q_2 = 0,278 \cdot (m \cdot c + m_m \cdot c_m) \cdot (t_1 - t_2), \quad (4.83)$$

де m і m_T – маси продуктів і тари, що надходять у камеру, кг/год;

C і C_T – теплоємності продуктів і тари;

t_1 і t_2 – температури продуктів і тари до і після охолодження.

Витрата холоду на охолодження зовнішнього повітря, що надходить до помешкання, у разі вентиляції:

$$Q_3 = 0,278 \cdot a \cdot V \cdot \rho_k \cdot (h_3 - h_6), \quad (4.84)$$

де a – кратність вентиляції, рівна 0,04...0,16 від обсягу холодильної камери в год [39];

V – обсяг холодильної камери, м³;

ρ_k – щільність повітря в камері;

h_H і h_K – ентальпії повітря усередині і зовні камери.

Витрата холоду на компенсацію різноманітних теплоприймачів під час експлуатації холодильної камери:

$$Q_4 \approx (0,1 \dots 0,2) \cdot Q_1, \quad (4.85)$$

Робоча холодильна потужність установки:

$$Q_p = \zeta \frac{\sum Q}{b}, \quad (4.86)$$

де $\sum Q$ – загальна витрата холоду у всіх камерах холодильника;

ζ – коефіцієнт, що враховує теплоприпливи в трубопроводах;

b – коефіцієнт робочого часу холодильної машини ($b = 0,75$ для малих холодильних машин, $b = 0,8$ для машин середньої холодильної потужності) [39].

4.5. Забруднення навколишнього середовища та боротьба з ним

Основним джерелом забруднення повітряного басейну є викид шкідливих речовин промисловими підприємствами, теплоенергетичними установками, транспортними засобами.

Промислові викиди залежать від виду палива (твердого, рідкого, газоподібного), сільськогосподарських і інших відходів. Основна маса викидів являє собою золу, сажу, пилоподібні частки незгорілого палива, а також шкідливі гази: вуглекислий, окис вуглецю, вуглець, з'єднання сірки, окису азоту.

Значне забруднення середовища викликають викиди, що утворюються під час роботи різних видів транспорту.

Основну небезпеку в продуктах згоряння карбюраторного двигуна складають окис вуглецю, вуглеводнів, окис азоту, а в дизелях – окис азоту, сірки і сажа.

У сільських районах джерелами забруднення є також тваринницькі та птахівничі ферми і комплекси, склади, де відбувається протравлювання насіння гербіцидами, і поля, на які вносяться добрива.

Загальний ступінь забруднення повітря в сільській місцевості залежить від багатьох факторів, у тому числі і від району розташування господарства, що може бути охарактеризовано даними з табл. 4.3.

Забруднення навколишнього середовища наносить велику шкоду тваринам, птахам, рибному господарству, рослинності, корисним комахам, зокрема, бджолам.

Зниження забруднення атмосфери може бути досягнуто декількома шляхами. Один з ефективних засобів – заміна технологічних процесів, пов'язаних із виділенням шкідливих речовин, на процеси зі зменшеною чи повною відсутністю викидів цих виділень. Зокрема, заміна традиційних джерел теплоти, пов'язаних зі спалюванням палива на сонячну теплову енергію. До чистих видів енергії відносять також вітер і геотермальну енергію.

Таблиця 4.3.

Загальний ступінь забруднення повітря в сільській місцевості

Місце розташування господарства	Ступінь забруднення повітря	
	повітря	середньодобова концентрація пилу
Сільська місцевість в околиці непромислових міст	чисте	0,05...0...0,2
Господарства на околиці непромислових великих міст	слабозабруднене	0,2...0...0,5
Околиці промислових районів, міст за сильно ерозійного ґрунту	сильнозабруднене	0,5...1,0

Зменшенню забруднення атмосфери сприяють використання для потреби сільського господарства вторинних енергоресурсів промислових підприємств, компресорних станцій, магістральних газопроводів і теплових електростанцій.

Один з основних заходів щодо охорони атмосферного повітря від забруднень – застосування безвідхідних технологій, утилізація залишків виробництва.

На практиці одержують поширення ресурсоощадна й енергозберігальна технологія, виробництва із замкнутим циклом і маловідхідні виробництва.

Широке використання знаходить застосування різних фільтрів. Фільтри встановлюють у витяжних системах тваринницьких і птахівницьких приміщень. До того ж викиди витяжних систем повинні надійти в навколишнє середовище на висоті не нижчій, ніж це передбачено санітарними нормами. Вибір раціонального способу очищення залежить від необхідного ступеня очищення, початкової і кінцевої концентрацій, фізичних властивостей шкідливих речовин, що видаляються. Для очищення вентиляційного повітря застосовують повітроочисні фільтри: пористі, повітряні, змочені, електричні.

Принцип роботи сухого повітряного фільтра заснований на пропусненні запиленого повітря через шар фільтрувального матеріалу, пори якого менше розмірів часток, від яких очищається повітря.

Змочені пористі фільтри бувають декількох типів: самоочисні КТ, осередкові ФЯВ з вінілпластовими сітками, волокнисті рулонні ФРУ, волокнисті осередкові складчасті ФЯУ і ФЯП.

Принцип дії електричного повітряного фільтра полягає в тому, що попередньо заряджені електричним зарядом частки осідають на протилежно заряджених пластинах.

Для уловлювання більш великих зважених часток використовують пиловловлювачі: циклонні уловлювачі, мокрі пиловловлювачі, фільтри різних типів.

Для зменшення забруднення усередині приміщення і на робочих місцях застосовують укриття, парасолі, відсоси, повітроусмоктувальні панелі.

Доцільно для зменшення забруднень усіх видів здійснювати наступні заходи:

- контролювати використання нафтопродуктів, не допускати їх виток, забруднення ґрунту, води, рослинності;
- тримати в справному стані машини і знаряддя, застосовуючи їх за призначенням;
- дотримуватися правил збереження і використання пестицидів і добрив;

- використовувати методи регенерації теплоти повітря, що видаляються з тваринницьких і птахівницьких приміщень.

Велику роль в очищенні повітря від шкідливих газів і пилу відіграє рослинність. Один гектар зелених насаджень за одну годину очищає повітря в середньому від 8 кг вуглекислого газу. Одне доросле дерево за п'ять місяців (із травня по вересень) поглинає 44 кг вуглекислого газу і виділяє за добу 180 літрів кисню [23].

Істотний ефект дають такі заходи як озеленення територій, насаджування дерев, дбайливе відношення до рослинності.

4.6. Економія енергоресурсів та використання поновлювальних джерел енергії

Техніко-економічні показники використання теплоти у сільському господарстві. У будь-якій галузі сільського господарства головною задачею є одержання максимально доброякісної продукції за мінімальної витрати енергії.

Однією з найважливіших характеристик ефективності використання теплоти є витрата палива. Середньогодинна витрата палива (кг/год.):

$$B_{г.к.}^{cp.} = \frac{Q_{г.к.}^{cp.}}{Q_n^p \cdot \eta_{г.т.}} \cdot 10^3, \quad (4.87)$$

де $Q_{г.к.}^{cp.}$ – середньогодинне навантаження котельні, що визначається з урахуванням витрати теплоти на власні потреби котельні і втрат у теплових мережах, кДж/год.;

Q_n^p – нижча теплота згоряння палива на робочу масу, кДж/кг;

$\eta_{г.т.}$ – к.к.д. генератора теплоти.

Середньогодинне навантаження котельні:

$$Q_{г.к.}^{cp.} = \frac{Q_{спож.}^{cp.} \cdot (1 + K_{в.н.})}{(1 - K_{т.м.})}, \quad (4.88)$$

де $Q_{спож.}^{cp.}$ – середнє навантаження споживачів, Дж/год.;

$K_{в.н.}$ – коефіцієнт витрати теплоти на власні потреби котельні (у середньому $K_{в.н.} = 0,05$);

$K_{т.м.}$ – коефіцієнт, що характеризує втрати теплоти в теплових мережах.

Річна витрата палива:

$$B_{річ.} = \frac{Q_{кот.}^{річ.} \cdot 10^3}{Q_n^p \cdot \eta_{г.т.}}, \quad (4.89)$$

де $Q_{кот.}^{рiч.}$ – кількість теплоти, вироблена котельнею за рік, ГДж.
Кількість теплоти, вироблена котельнею за рік:

$$Q_{кот.}^{рiч.} = \frac{Q_{спож.}^{рiч.} (1 + K_{в.п.})}{(1 - K_{т.м.})} \quad (4.90)$$

Чисельне значення середнього навантаження споживачів $Q_{спож.}^{рiч.}$ може бути визначене з річного графіка теплового навантаження за тривалістю з урахуванням усіх видів теплового навантаження:

$$Q_{спож.}^{рiч.} = Q_{оп.}^{рiч.} + Q_{г.в.}^{рiч.} + Q_{в.}^{рiч.} + Q_{т.п.}^{рiч.} \quad (4.91)$$

де $Q_{оп.}^{рiч.}$ – витрата теплоти на опалення;

$Q_{г.в.}^{рiч.}$ – витрата теплоти на гаряче водопостачання;

$Q_{в.}^{рiч.}$ – витрата теплоти на вентиляцію;

$Q_{т.п.}^{рiч.}$ – витрата теплоти на технологічні потреби.

Для порівняння економічності під час спалювання різноманітних видів палива, а також під час розробки енергетичних балансів, нормування витрат і визначення інших техніко-економічних характеристик системи тепlopостачання, усі види палива за теплою спалювання перераховують за допомогою єдиного еквівалента. Таким тепловим еквівалентом є одиниця "умовного палива", що має розрахункову теплоту спалювання $Q_{н.ум}^p = 29,3 \text{ МДж/кг}$.

Річна витрата умовного палива в котельні:

$$B_{y.}^{рiч.} = B^{рiч.} \cdot \frac{Q_{н.}^p}{29,3} \quad (4.92)$$

Для оцінювання економічності тепlopостачання користуються поняттями питомої витрати натурального $b_n^{бp}$ і умовного $b_y^{бp}$ палива на одиницю виробленої теплоти.

Питома витрата бруто натурального палива:

$$b_n^{бp} = \frac{B_n^{рiч.} \cdot 10^3}{Q_{вир.}^{рiч.}} \quad (4.93)$$

де $Q_{вир.}^{рiч.}$ – кількість теплоти виробленої генератором теплоти.

Питома витрата бруто умовного палива:

$$b_{y.}^{бр.} = \frac{B_{y.}^{рiч.} \cdot 10^3}{Q_{вир.}^{рiч.}}, \quad (4.94)$$

Питома витрата нетто натурального палива:

$$b_{H.}^{нетто} = \frac{B_n^{рiч.} \cdot 10^3}{Q_{відп.}^{рiч.}}, \quad (4.95)$$

де $Q_{відп.}^{рiч.}$ – кількість теплоти, що відпускають споживачу.

Питома витрата нетто умовного палива:

$$b_{y.}^{нетто} = \frac{B_{y.}^{рiч.} \cdot 10^3}{Q_{відп.}^{рiч.}}. \quad (4.96)$$

Між кількістю теплоти виробленої генератором теплоти $Q_{вир.}^{год.}$ і кількістю теплоти, яку відпускають споживачу $Q_{відп.}^{рiч.}$ існує залежність:

$$Q_{вир.}^{рiч.} = Q_{відп.}^{рiч.} (1 - K_{в.п.}). \quad (4.97)$$

За відомих $Q_{спож.}$, Q_n^p , може бути визначений к.к.д. генератора теплоти:

$$\eta_{г.т.} = \frac{Q_{г.к.}}{B_{г.}^{сп.} \cdot Q_n^p \cdot 10^3}. \quad (4.98)$$

Основним показником економічної ефективності прийнятої системи теплопостачання є собівартість генерованої, переданої та використаної теплоти.

Факторами, які впливають на собівартість теплоти є: експлуатаційні витрати, витрати на паливо, витрати на заробітну платню обслуговчого персоналу, вартість електроенергії, води, інші витрати, пов'язані з конкретними умовами функціонування господарства.

Головними факторами, які впливають на економічну ефективність використання теплоти є: правильний вибір системи теплопостачання, забезпечення оптимального режиму роботи всієї системи і її окремих елементів, зниження до можливого мінімуму усіх утрат паливно-енергетичних ресурсів.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Драганов Б.Х., Бессараб О.С., Долинский А.А. та ін. Теплотехніка: Підручник. – К.: «ІНКОС», 2005. – 400 с.
2. Алабовский А.Н., Недужий И.А. Техническая термодинамика и теплопередача: Учебное пособие. – К.: Выща шк., 1990. – 255 с.
3. Бондарев В.А., Процкий А.Е., Гринкевич Р.Н. Теплотехника. – Минск.: Вышэйш. шк., 1976. – 384 с.
4. Арнольд Л.В., Михайловский Г.А., Селиверстов В.М. Техническая термодинамика и теплопередача. – М.: Высш. шк., 1979. – 444 с.
5. Алексеев Г.Н. Общая теплотехника. – М.: Высш. шк., 1980. – 552 с.
6. Грачева Л.И., Стручаев Н.И., Кислый С.А. и др. Котельные установки в сельском хозяйстве. – К.: Урожай, 1985. – 167 с.
7. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1975. – 80 с.
8. Буляндра О.Ф. Технічна термодинаміка. – К., 2001. – 320 с.
9. Драганов Б.Х., Буляндра О.Ф., Міщенко А.В. Теплоенергетичні установки і системи в сільському господарстві / За ред. Б.Х. Драганова. – К., 1995. – 220 с.
10. Проектування систем теплопостачання сільського господарства: Навчальний посібник / Б.Х. Драганов, О.С. Бессараб, А.В. Міщенко, В.В. Шутюк; За ред. Б.Х. Драганова – К.: Техніка, 2003. – 161 с.
11. Акерханов Р.А., Бессараб А.С., Драганов Б.Х. и др. Теплоэнергетические установки и системы сельского хозяйства / Под ред. Б.Х. Драганова. – М.: Колос-Пресс, 2002. – 423 с.
12. Драганов Б.Х., Есин В.В., Зуев В.П. Применение теплоты в сельском хозяйстве: Учебное пособие / Под ред. Б.Х. Драганова. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Выща шк., 1990. – 319 с.
13. Драганов Б.Х., Кузнецов А.В., Рудобашта С.П. Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве. – М.: Агропромиздат, 1990. – 463 с.
14. Исаченко В.П., Осипов В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981. – 485 с.
15. Справочник по теплоснабжению сельского хозяйства / Л.С. Герасимович, А.Г. Цубанов, Б.Х. Драганов и др. – Мн.: Ураджай, 1993. – 368 с.
16. Теплотехника / А.М. Арханов, СИ. Исаев, И.А. Кожин и др.; Под общ. ред. В.И. Крутова. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
17. Тепло- и водоснабжение сельского хозяйства / СП. Рудобашта, Н.И. Барановский, Б.Х. Драганов и др.; Под ред. С.П. Рудобашты. – К.: Колос, 1997. – 509 с.
18. Агаркова А.М., Шишко Г.Г. Рациональное использование топливно-энергетических ресурсов при эксплуатации теплиц. – К.: Будівельник, 1985. – 120 с.

19. Богословский В.И. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха).– 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1982. – 415 с.
20. Бородин И.Ф., Недилько Н.М. Автоматизация технологических процессов. – М.: Агропромиздат, 1986. – 368 с.
21. Гавриленко Н.П., Журавлев Ю.Г. Холодильные установки в сельском хозяйстве. – К.: Урожай, 1981. – 184 с.
22. Голубков Б.И., Пятачков Б.И., Романова Т.М. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция: Учебник для вузов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 232 с.
23. Денисенко Г.И. Возобновляемые источники энергии. – К.: Выща шк. 1983. – 168 с.
24. Драганов Б.Х. Использование возобновляемых и вторичных ресурсов в сельском хозяйстве. – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1988. – 56 с.
25. Драганов Б.Х., Есин В.В., Зуев В.П. Применение теплоты в сельском хозяйстве. – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1983. – 239 с.
26. Жадан В.В. Влагообмен в плодоовощехранилищах. – М.: Энергопромиздат, 1985. – 197 с.
27. Жадан В.В. Теплофизические основы хранения сочного растительного сырья на пищевых предприятиях. – М.: Пищ. пром-сть, 1976. – 238 с.
28. Зерносушение и зерносушилки / В.И. Жидко, В.А. Резчиков, В.С. Уколов. – М.: Колос, 1982. – 239 с.
29. Кирюшатов Л.И. Теплофикация в сельскохозяйственном производстве. – М.: Агропромиздат, 1986. – 191 с.
30. Коротков Е.Н. Вентиляция животноводческих помещений. – М.: Агропромиздат, 1987. – 111 с.
31. Малин И.И. Справочник по сушке зерна. – М.: Агропромиздат, 1986. – 159 с.
32. Механизация и автоматизация работ в защищенном грунте / В.Н. Судаченко, В.А. Терпигорев, Г.Ф. Попов, Д.О. Лебл. – Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1982. – 223 с.
33. Микроклимат животноводческих и птицеводческих зданий: Расчет и проектирование / Ю.М. Прыгунов, В.А. Новак, П.П. Серый и др. – К.: Будівельник, 1986. – 80 с.
34. Руководство по теплотехническому расчету культивационных сооружений. – Орел, 1982. – 175 с.
35. Рысс А.А., Гуревич Л.И. Автоматическое управление температурным режимом в теплицах. – М.: Агропромиздат, 1986. – 128 с.
36. Строй А.Ф. Теплоснабжение и вентиляция сельскохозяйственных зданий и сооружений. – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1983. – 215 с.
37. Строй А.Ф. Теплоснабжение сельских населенных пунктов. – М.: Агропромиздат, 1985. – 109 с.
38. Теплиці та оранжереї / С.П. Ковальчук, А.А. Стасюкевич,

- П.Н. Томашпольський. – К.: Будівельник, 1986. – 88 с.
39. Холодильная техника / В.Ф. Лебедев, И.Г. Чумак, Г.Д. Аверин др.; Под ред. В.Ф. Лебедева. – М.: Агропромиздат, 1986. – 335 с.
 40. Цубанов А.Г. Теплоснабжение, отопление и вентиляция животноводческих помещений. – Минск: Ураджай, 1987. – 151 с.
 41. Шишко Г.Г., Потапов В.А., Злобин Л.Л. Отопление и вентиляция теплиц. – К.: Будівельник, 1984. – 112 с.
 42. Шепелев И.А. Аэродинамика воздушных потоков в помещении. – М.: Стройиздат, 1978. – 145 с.

Зміст

Передмова	3
Вступ	5
Розділ 1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ТЕПЛОТЕХНІКИ	7
1.1 Загальні положення	7
1.1.1 Предмет та метод технічної термодинаміки.....	7
1.1.2 Основні поняття термодинаміки.....	8
1.1.3 Термодинамічні параметри стану	11
1.1.4 Рівняння стану ідеального газу.....	14
1.1.5 Газові суміші	16
1.2 Термодинамічні процеси	19
1.2.1 Теплоємність ідеальних газів і газових сумішей	19
1.2.2 Калоричні параметри стану та енергетичні характеристики термодинамічних процесів	24
1.2.3 Перший закон термодинаміки.....	27
1.2.4 Термодинамічні процеси ідеальних газів	30
1.2.5 Другий закон термодинаміки	39
1.2.6 Математичне формулювання Другого закону термодинаміки	41
1.2.7 Кругові процеси або цикли.....	42
1.2.8 Термодинамічні властивості і процеси реальних газів	49
1.2.9 Вологе повітря	65
1.2.10 Термодинамічні основи аналізу течії газів і пари в соплах і дифузорах	68
1.2.11 Дроселювання газів	72
1.3 Термодинамічні основи аналізу циклів теплових двигунів.....	73
1.3.1 Процеси стиснення в ідеальному компресорі. Теоретичний цикл поршневого компресора	79
1.3.2 Теоретичні цикли паросилового установок	85
1.3.3 Цикли холодильних установок	90
1.3.4 Цикл теплових насосів	96
Розділ 2. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТЕПЛОМАСООБМІНУ	106
2.1 Загальні відомості з теорії тепломасообміну	106
2.1.1 Основні положення	106
2.1.2 Закон Фур'є	109
2.1.2.1 Диференціальні рівняння теплообміну	110
2.1.2.2 Рівняння тепловіддачі	112
2.1.2.3 Теплопровідність	118
2.1.2.4 Конвективний теплообмін	130
2.1.2.5 Теплообмін через випромінювання	131
2.2 Теплообмінні апарати	133
2.2.1 Класифікація теплообмінних апаратів	133
2.2.2 Розрахунок теплообмінних апаратів	134
2.3 Основи масообміну	137

Розділ 3. ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ	155
3.1 Паливо і його характеристика	155
3.2 Основи теорії горіння.....	157
3.3 Теплогенеруючі установки.....	160
3.3.1 Топкові пристрої.....	160
3.3.2 Котельні установки	170
3.3.3 Тепловий баланс котельного агрегату	174
3.3.4 Допоміжне обладнання й експлуатація котельних установок.....	176
3.4 Двигуни внутрішнього згоряння.....	178
3.5 Компресорні машини	180
Розділ 4. ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ	189
4.1 Теплофізика в сільськогосподарських виробничих приміщеннях.....	189
4.1.1 Тепловий режим виробничих приміщень	189
4.1.2 Повітряний та вологісний режими	189
4.1.3 Теплопередача через огорожувальні конструкції	189
4.2 Опалення, вентиляція, кондиціонування та гаряче водопостачання комунально-побутових і виробничих будівель	194
4.2.1 Системи теплопостачання у сільському господарстві	194
4.2.2 Системи опалення	200
4.2.3 Системи теплопостачання сільського господарства.....	210
4.2.4 Системи вентиляції	213
4.2.5 Системи кондиціонування повітря	216
4.3 Сушіння продуктів сільськогосподарського виробництва	218
4.4 Використання холоду в сільському господарстві	220
4.5 Забруднення навколишнього середовища та боротьба з ним.....	223
4.6 Економія енергоресурсів та використання поновлювальних джерел енергії	225
Список літератури	228
Зміст	231

Навчальне видання

Дідур Володимир Аксентійович
Стручаєв Микола Іванович
Стручаєв Костянтин Миколайович (2,3 розділи)

Теплотехніка, теплостачання і використання теплоти в сільському господарстві

За редакцією В.А. Дідура

Комп'ютерна верстка О.Г. Каптан