



НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНА
ЕНЕРГЕТИКА

А. О. РЕДЬКО, М. К. БЕЗРОДНИЙ, М. В. ЗАГОРУЧЕНКО,
О. Ф. РЕДЬКО, Г. С. РАТУШНЯК, М. Г. ХМЕЛЬНЮК

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

А. О. РЕДЬКО, М. К. БЕЗРОДНИЙ, М. В. ЗАГОРУЧЕНКО,
Г. С. РАТУШНЯК, О. Ф. РЕДЬКО, М. Г. ХМЕЛЬНЮК

НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНА ЕНЕРГЕТИКА

Рекомендовано
Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для студентів
вищих навчальних закладів

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**А. О. РЕДЬКО, М. К. БЕЗРОДНИЙ, М. В. ЗАГОРУЧЕНКО,
Г. С. РАТУШНЯК, О. Ф. РЕДЬКО, М. Г. ХМЕЛЬНЮК**
(Під редакцією академіка НАНУ А. А. Долинського)

Рекомендовано

Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для студентів
вищих навчальних закладів (Лист № 1/11 – 3807 від 19.03.2014 р.)

НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНА ЕНЕРГЕТИКА

Навчальний посібник

46

УДК 621.56(57),621.48

ББК 31.3

Н 61

Рецензенти:

Фіалко Н. М. доктор технічних наук, професор, завідувач відділу Інституту технічної теплофізики НАН України, член-кореспондент НАН України;

Малкін Е. С. доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри Теплотехніки Київського національного університету будівництва та архітектури;

Радченко М. І. доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри Кондиціонування і рефрижерації Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова

Низькопотенційна енергетика: навчальний посібник / А. О. Редько та ін.; Під ред. академіка НАНУ А. А. Долинського. – Харків: ТОВ «Друкарня Мадрид», 2016. – 412 с.

Значне розширення інженерного застосування процесів та техніки використання нетрадиційних та відновлювальних джерел енергії, утилізаційних енергетичних систем визначили необхідність поглибленої підготовки фахівців у цьому напрямі в рамках спеціального курсу «Низькопотенційна енергетика». Теоретичною основою є технічна термодинаміка та методи термодинамічного аналізу. Для кращого засвоєння фізичного змісту матеріалу та результатів аналізу та висновків, що стосуються основних положень, в посібнику наведені приклади їх практичного застосування.

Зміст навчального посібника формувався з урахуванням нових напрямків інженерного використання технічної термодинаміки та енергетики. До них відноситься більш поглиблене вивчення спеціальних питань використання нетрадиційних та відновлювальних джерел енергії, вторинних енергоресурсів.

Для глибокого вивчення наводяться методи термодинаміки та термодинамічного аналізу, що є важливою складовою в діяльності сучасного спеціаліста.

Зміст рукопису відповідає навчальним програмам вищевказаних дисциплін і стандартам вищої освіти, сучасним досягненням науки і техніки, вимогам до підручників та навчальних посібників, тобто рівню професійної підготовки фахівця-енергетика. Підбір навчального матеріалу розділів, глав і підрозділів повністю відповідає професійному рівню та умінню фахівця-енергетика, викладеним в освітньо-кваліфікаційній характеристиці.

Навчальний посібник «Низькопотенційна енергетика» буде корисний студентам вищих технічних навчальних закладів для більш глибокого вивчення дисциплін «Нетрадиційні та відновлювальні джерела енергії», «Теплоносії установки» та «Використання вторинних енергетичних ресурсів у теплопостачанні».

ИУИЗЧУ

ISBN 978-617-7050-57-4

НТБ ВНТУ
м. Вінниця

© А. О. Редько, М. К. Безродний, М. В. Загорученко,
О. Ф. Редько, Г. С. Ратушняк, М. Г. Хмельнюк, 2016
© ТОВ «Друкарня Мадрид», 2016

ПЕРЕДМОВА

Навчальний посібник написано на основі лекцій, що читаються авторами і орієнтований на підготовку студентів технічних спеціальностей, аспірантів та широкого кола спеціалістів.

Доцільність видання навчального посібника «Низькопотенційна енергетика» зумовлена недостатнім рівнем інформаційного забезпечення дисциплін: «Нетрадиційні та відновлювальні джерела енергії», «Використання вторинних енергетичних ресурсів в теплопостачанні», «Енергозбереження» для використання в самостійній роботі студентів за кредитно-модульною системою організації навчального процесу. Автори відчули необхідність поглибленої підготовки фахівців у цьому напрямі в рамках спеціального курсу «Низькопотенційна енергетика».

Теоретичною основою курсу є технічна термодинаміка та методи термодинамічного аналізу. Для кращого засвоєння фізичних основ матеріалу та результатів аналізу та висновків, що стосуються основних положень, в посібнику наведено приклади їх практичного застосування.

Зміст навчального посібника формувався з урахуванням нових напрямків інженерного використання технічної термодинаміки та енергетики. До них відноситься більш поглиблене вивчення спеціальних питань використання нетрадиційних та відновлювальних джерел енергії, вторинних енергоресурсів.

Для глибокого вивчення наводяться методи термодинаміки і термодинамічного аналізу, що є важливою складовою в діяльності сучасного спеціаліста.

Зміст рукопису відповідає навчальним програмам вищевказаних дисциплін і стандартам вищої освіти, сучасним досягненням науки та техніки, вимогам до підручників і навчальних посібників, тобто рівню професійної підготовки фахівця-енергетика. Підбір навчального матеріалу розділів, глав та підрозділів повністю відповідає професійному рівню та умінню фахівця-енергетика, викладеним в освітньо-кваліфікаційній характеристиці.

Крім дидактичних прийомів викладення суті представленої книги, що сприяє кращому засвоєнню матеріалу та розрахункових методик, у книзі наведені також схеми, цикли та результати розрахунку конкретного устаткування вітчизняного виробництва.

У посібнику надані методи аналізу та розрахунку теплоутилізаційних систем промислових підприємств, які використовуються для виробництва електроенергії. Систематизовано методи розрахунку систем з низькотемпературними

джерелами енергії (геотермальної, сонячної і т.д.) та теплонасосними установками. Наведено методи аналізу та використання біогазових установок в системах тепlopостачання.

Матеріал викладено в стислій і однозначно зрозумілій формі з урахуванням вимог, що пред'являються до технічних текстів. Наведені приклади застосування низькопотенційної енергетики у новій техніці в багатьох випадках базуються на особистих дослідженнях і розробках авторів.

Вважаю, що посібник «Низькопотенційна енергетика» відповідає вимогам до навчальної літератури і його видання внесе суттєвий вклад у розвиток методичної бази викладання ряду дисциплін в технічних ВНЗ України, де вивчають впровадження енергозберігаючих технологій, процесів та установок.

А. А. Долинський

РОЗДІЛ 1. ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ І ШТУЧНИЙ ХОЛОД

1.1. СТРАТЕГІЯ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ГАЛУЗІ ВИКОРИСТАННЯ ШТУЧНОГО ХОЛОДУ

Енерговитрати, що спрямовані на виробництво штучного холоду, складають значну частину енергоспоживання в країнах з розвинутою промисловістю і сільським господарством. В Україні промисловість і сільське господарство споживають приблизно 10 тис. ГВт енергії, вартість якої дорівнює приблизно 600 млн. дол. США щорічно. Основні промислові галузі, в яких до 90 % спожитої енергії припадає на виробництво холоду, – це «харчова мережа» і хімічна промисловість. (табл. 1.1.)

Таблиця 1.1. Частка енергії, що використовується на виробництво холоду

Галузь промисловості	Типовий відсоток
Молоко і молочні продукти	30
Морозиво	70
М'ясо, домашня птиця і риба	50
Морожені фрукти і овочі	70
Какао, шоколад і кондитерські вироби	20
Пивоваріння	30
Холодильне зберігання	90
Виробництво хімікатів	5–30

Штучний холод використовується в технологічних процесах більшості галузей промисловості для охолодження і заморожування продукції, підтримання певних температурних і вологісних умов в обмежених просторах, а також транспортування і зберігання різних видів продукції при низьких температурах. Реальні енергетичні витрати на виробництво 1 000 кДж холоду і питомі витрати холоду на одиницю продукції залежать від рівня проектного рішення у виборі охолоджувальної системи; ступеня і морального зносу обладнання; відповідності підтримки нормативних режимів експлуатації і технічного обслуговування об'єктів холодильного господарства. Нині у зв'язку з високим

рівнем морального і фізичного зношення обладнання і браком інвестицій для його модернізації і відновлення, а також у зв'язку з погіршенням професійної підготовки обслуговуючого персоналу енергоспоживання охолоджувальних систем в середньому на 20 % перевищує показники, які передбачено існуючими нормативами. Такі нераціональні витрати енергії призводять до кризової ситуації в економіці через те, що перевитрата енергії робить вітчизняну продукцію неконкурентоспроможною. Тому стимулювання ефективності використання енергії є важливим чинником, який сприятиме зменшенню дефіциту національного платіжного балансу і підвищенню конкурентоспроможності вітчизняної промисловості на міжнародному ринку. Стратегія вирішення енергетичних проблем в Україні містить ряд важливих напрямків:

- забезпечення надійності енергопостачання;
- формування політики цін;
- забезпечення вимог до захисту навколишнього середовища;
- забезпечення ефективності використання енергії.

Забезпечення надійності енергопостачання має здійснюватися головним чином на основі використання місцевих джерел енергії. Передбачається також сприяти використанню різних видів палива з тим, щоб усунути переважання якогось одного виду. Для забезпечення надійності дуже важливо в галузі нафтогазопостачання налагодити добрі зв'язки з міжнародними транспортними мережами.

Формування політики цін на енергоносії слід здійснювати на основі прозорих цін, які віддзеркалюють реальні витрати, і збір платежів зробити примусовим.

При цьому мається на увазі заохочення конкуренції у виробництві енергії і підключення до фінансово-організаційної діяльності, крім двох сторін (виробника і споживача), – третьої сторони (інвестора).

Україна підписала Європейську енергетичну хартію, а також Рамочну Конвенцію ООН про зміни клімату в 1992 році, «Берлінський мандат» про введення юридичної відповідальності за викиди газів у 1995 році і Протокол Кіото, який встановив рівень обов'язків щодо зменшення викидів на період до 2010 року. Відповідно до цих угод при вирішенні проблем енергопостачання необхідно приділяти увагу контролю за зменшенням викидів CO_2 , NO_2 і SO_4 . При цьому до складу цін на енергію мають входити витрати на охорону навколишнього середовища.

Підвищення ефективності використання енергії збільшить надійність енергопостачання, покращить екологічні умови і знизить витрати на імпорту енергії та витрати енергоносіїв. У зв'язку з тим, що встановлена потужність виробничих

ресурсів, які зараз є в Україні, перевищує існуючий попит, дуже важливо визначити пріоритетні галузі, де максимального енергозбереження можна досягти при мінімальних витратах і зусиллях. Відповідно до Державної Програми України і рекомендацій ЄС підвищення ефективності використання енергії здійснюється на основі введення нових законодавчих актів щодо енергозбереження, виділення державних субсидій, здійснення програми популяризації методів енергозбереження і підготовки фахівців для цієї галузі, а також на основі введення функціонального керування використанням енергії.

1.2. ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ ЗАКОНОДАВСТВА УКРАЇНИ ПРО ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

Усі промислово розвинуті країни, починаючи з 70-х років, застосовують на практиці закони про енергозбереження, що відповідають конкретним державним умовам. Наприклад, Швеція всю діяльність щодо енергозбереження здійснює на основі «Зводу законів про енергозбереження» (1977–80 рр.), Франція – на основі «Зводу законів про економію енергії» (1980 р.), ФРН – на основі «Закону про економію енергії» (1979 р.), Японія – на основі «Закону про раціональне використання енергії» (1979 р.).

Наукова концепція Закону України «Про енергозбереження», прийнятого 1 липня 1994 року і введеного в дію 4 серпня 1994 року, віддзеркалює загальноприйняті у світовій практиці погляди на природу і зміст державної політики в галузі енергозбереження, що активно здійснюється в промислово розвинутих країнах Західної Європи і Америки. В основу Закону України «Про енергозбереження», проект якого було розроблено фахівцями Інституту проблем енергозбереження Національної Академії Наук України, покладено головні принципи керування енергозбереженням і регулювання його з урахуванням світового досвіду й економічних умов, які склалися в Україні.

До найважливіших принципів енергозбереження належать такі:

- принцип державної політики енергозбереження;
- принципи державного керування енергозбереженням;
- принцип державного регулювання енергозбереження;
- принцип обов'язковості державної експертизи стосовно енергозбереження;
- принцип стандартизації в енергозбереженні;
- принцип нормування в енергозбереженні;
- принцип комплексності заохочень за економію і покарань за марнотратне використання енергії;
- принцип формування і використання фінансових коштів для практичної

реалізації політики енергозбереження;

- принцип рівноправності постачальників і споживачів паливно-енергетичних ресурсів;
- принцип пропаганди енергозбереження;
- принцип міжнародного співробітництва в енергозбереженні.

У Законі України «Про енергозбереження» визначені правові, економічні і соціальні основи раціонального використання енергоресурсів підприємствами і організаціями, розташованими на території України незалежно від їх підпорядкованості і форм власності, а також громадянами України, іноземними юридичними і фізичними особами, особами без громадянства, що проживають або займаються виробничою чи іншою діяльністю в Україні.

Перший принцип енергозбереження ґрунтується на створенні державою економічних і правових умов, що забезпечують пріоритетність і сприяють зацікавленості в енергозбереженні для вищеназваних фізичних і юридичних осіб.

Другий принцип полягає в тому, що державне керування енергозбереженням, спрямоване на створення умов для ефективного й економічного використання палива та енергії, має здійснюватися Кабінетом Міністрів України і підвідомчим йому органом – Державним комітетом з енергозбереження України (ДКЕУ), який практично реалізує політику і здійснює комплексне управління у сфері енергозбереження.

Третій принцип державного регулювання енергозбереження полягає у тому, що регулювання здійснюється шляхом посереднього непрямого управління на основі застосування економічних та адміністративних важелів впливу на процеси енергозбереження.

Четвертий принцип передбачає обов'язкове проведення державної експертизи, до основних завдань якої належить:

- визначення відповідності господарської, управлінської, інвестиційної та іншої діяльності цілям енергозбереження;
- визначення відповідності передпроектних, передпланових, проектних та інших рішень вимогам законодавства про енергозбереження.

Головна мета експертизи – запобігти виробництву і випуску енергетично неефективного обладнання і застосуванню енергетично неефективних (застарілих) технологій. Практична реалізація цих функцій здійснюється державною установою ДКЕУ та підвідомчими йому регіональними спеціалізованими центрами енергозбереження.

Принцип стандартизації в енергозбереженні виконується з метою встановлення комплексу обов'язкових норм, правил, вимог до раціонального використання й економії паливно-енергетичних ресурсів. Необхідність дотримання

світових енергетичних стандартів при виробництві обладнання, апаратів, машин і т. і. є однією з необхідних умов виходу на світовий ринок і здійснення експорту.

Застосування норм і нормативів в галузі використання паливно-енергетичних ресурсів є засобом контролю за раціональним споживанням палива й енергії. При цьому «ступінь жорсткості» і коло визначення норм і нормативів щодо використання палива та енергії і ступінь їх наближення до світових стандартів цілком і повністю залежать від вимог державної політики в галузі енергозбереження на різних етапах розвитку економіки.

Принцип комплексності заохочення за економію і покарання за марнотратне використання паливно-енергетичних ресурсів передбачає розгалужений економічний механізм впливу на процеси енергозбереження шляхом проведення пільгової податкової і кредитної політики при раціональному використанні палива та енергії і виробництві енергетично ефективного обладнання, а також шляхом застосування економічних санкцій при нераціональному і марнотратному використанні паливно-енергетичних ресурсів. Важливо підкреслити, що для ефективного керування енергозбереженням усі економічні заходи, передбачені Законом, мають проводитися комплексно (одночасно), що дозволить здійснити збалансовану політику як у галузі фінансового винагородження за досягнуті успіхи в економії, так і в галузі фінансового примусу щодо економії паливно-енергетичних ресурсів.

При впровадженні принципу формування і використання фінансових коштів для практичної реалізації політики енергозбереження як найважливіші засоби передбачаються: позабюджетний фонд енергозбереження, відрахування міністерств і установ, власні кошти підприємств і організацій, державний і місцевий бюджети. Позабюджетний фонд енергозбереження формується як сукупність двох частин: загальнодержавного і місцевих фондів, що утворюються за рахунок виплат за нераціональне і марнотратне (прямі втрати) використання паливно-енергетичних ресурсів у вигляді надбавок до діючих цін і тарифів залежно від їх перевитрат. Порядок і умови формування та використання загальнодержавного і місцевих позабюджетних фондів енергозбереження визначаються Кабінетом Міністрів України і місцевими Радами народних депутатів. Місцеві фонди використовуються місцевими органами з метою регулювання обсягу споживання і стимулювання раціонального використання енергоресурсів на території власних регіонів, розширення використання місцевих джерел енергії, а також розв'язання екологічних проблем. Загальнодержавний фонд використовується державним органом для проведення ефективної енергозберігаючої політики на всій території України.

Принцип рівноправності постачальників і споживачів паливно-енергетичних ресурсів передбачає, що постачальники на території, яку вони обслуговують, повинні виконувати договірні умови зі споживачами і задовольняти додаткові замовлення останніх за договірними цінами. Саме це позбавляє постачальників паливно-енергетичних ресурсів можливості розв'язання власних проблем за рахунок споживачів.

Принцип міжнародного співробітництва розширює можливості кооперації в галузі енергозбереження на державному і суспільному рівні.

Відповідно до означених принципів Закон України «Про енергозбереження» містить шість розділів:

- Розділ I. Загальні положення.
- Розділ II. Економічний механізм енергозбереження.
- Розділ III. Стандартизація і нормування в галузі енергозбереження.
- Розділ IV. Експертиза з енергозбереження.
- Розділ V. Контроль у галузі енергозбереження і відповідальність за порушення даного закону.
- Розділ VI. Міжнародні відносини України в галузі енергозбереження.

Найважливішими розділами цього Закону для фахівців з холодильної техніки є розділи III, IV і V, що обумовлено спрямованістю цих розділів на практичне здійснення контролю за витратами енергії та її збереженням. Ці розділи лежать в основі державних постанов про створення регіональних центрів енергозбереження, головним завданням яких є організація енергоменеджменту і енергоаудиту в галузевих сферах витрачання енергії.

1.3. ОСНОВИ ЕНЕРГОМЕНЕДЖМЕНТУ І ЕНЕРГОАУДИТУ ОБ'ЄКТІВ З ВИРОБНИЦТВА ШТУЧНОГО ХОЛОДУ

Основним інструментом зменшення споживання енергії і підвищення ефективності використання енергії на промислових підприємствах з виробництва штучного холоду є енергетичний менеджмент. Енергетичний менеджмент – це система керування, в основі якої лежить проведення типових вимірювань і перевірок, що забезпечують таку роботу підприємства, при якій споживається тільки необхідна кількість енергії. Енергетичний менеджмент – це інструмент управління підприємством, який забезпечує постійне дослідження, а в результаті – знання про розподіл і рівень споживання енергоресурсів на підприємстві, а також про оптимальне використання енергоресурсів як для виробництва, так і для потреб опалення й інших не виробничих потреб.

Енергетичний аудит являє собою технічне інспектування енергоспоживання підприємств з метою визначення можливостей економії енергії і допомоги підприємству в практичному здійсненні енергозбереження шляхом впровадження заходів підвищення енергетичної ефективності, а також з метою впровадження на підприємстві системи енергетичного менеджменту.

Загальна стратегія енергетичного аудиту містить чотири етапи, кожен з яких потребує спеціального підходу.

На першому етапі аудитор здійснює попередній контакт з керівництвом підприємства (холодильника), а також знайомиться з підприємством, основними виробничими процесами і лініями, в результаті чого укладається угода з керівництвом підприємства на проведення подальших робіт. Після установа першого контакту необхідно виявити точку зору працівників підприємства на питання енергозбереження і визначити їх підходи до цієї проблеми, зокрема, з'ясувати, яким було енергозбереження на цьому підприємстві раніше і чи є плани з енергозбереження на майбутнє.

На другому етапі аудитор складає карти споживання енергії на підприємстві, виконує перевірку можливостей значної економії енергії і укладає угоду з керівництвом підприємства на подальшу роботу. Карта споживання енергії створюється на основі проведення додаткових вимірювань у вузлових точках підприємства за допомогою різноманітних переносних або стаціонарних приладів-лічильників. Карта може базуватись на розрахунках, якщо відомі номінальна потужність і річне напруження двигунів. Для визначення теоретичних можливостей економії енергії доцільно порівняти ключові дані (наприклад, витрати енергії на 1 тону вантажів або на 1 м² вантажної площі підлоги) з даними спеціальної літератури, інформацією аналогічних виробництв та іншими схожими матеріалами. Необхідно також достатньо швидко визначити чисельність типових місць економії енергії, якими можуть бути інфільтрація повітря крізь розущільнені двері, зволожена теплоізоляція і забруднення трубопроводів, невідповідність потужності двигунів вентиляторів паспортним даним і т. ін. Якщо в окремому процесі або апараті витрачається велика кількість енергії, наприклад 20 % від загальних витрат, і є реальні можливості економії, наприклад 30 %, то таку економію слід визнати пріоритетною.

На третьому етапі оцінюється економія енергії та економічних переваг від впровадження різних можливих заходів і здійснюється вибір конкретної програми з енергозбереження для першочергової реалізації. Після цього визначаються ключові технічні й економічні дані, складається і подається керівництву підприємства звіт з енергетичного аудиту. Розв'язується питання про проведення чи не проведення

подальшого аудиту і укладається угода на його проведення у разі позитивного рішення.

Четвертий етап передбачає впровадження програми енергозбереження, запуск системи енергетичного менеджменту, а також продовження дообстеження, вивчення здобутих результатів тощо. На цьому етапі виконується планування і впровадження конкретної програми економії енергії, в якій енергоаудитор може не брати участі, оскільки він повинен бути особою незалежною від постачальників і виробників холодильного обладнання. Проте він може укласти контракт на здійснення функцій контролю і консалтингу в процесі впровадження програми.

Енергоаудит може здійснюватися у вигляді організації або вдосконалення системи енергетичного менеджменту на підприємстві. На основі карти розподілу енергії доцільно оснастити лічильниками головні установки і виробництва і розробити схему аналізу даних. Після завершення здійснення початкової програми енергозбереження доцільно підтримувати контакт з підприємством для одержання подальшої інформації або періодичного виконання контрольних вимірювань.

В існуючих у світі напружених умовах енергозабезпечення при проведенні енергоаудиту та енергоменеджменту в розвинених країнах основними способами зберігання енергоресурсів, як правило, стають перехід до малоенерговитратних технологій і зменшення потреб в енерговитратах, а також перехід до використання вторинних і відновлюваних енергоресурсів.

1.4. МЕТОДОЛОГІЯ ЕНЕРГОАУДИТУ ХОЛОДИЛЬНИХ ОБ'ЄКТІВ

Методологія проведення енергоаудиту холодильних об'єктів містить такі етапи:

- розрахунок споживання енергії та її вартості;
- розрахунок витрат енергії в різних секторах виробництва;
- критичний аналіз потоків енергії;
- формування проекту заходів щодо енергозбереження;
- оцінка проекту заходів щодо енергозбереження;
- звітність.

Кількісний вигляд поточного споживання енергії та її вартості окреслює масштаби проблеми і визначає, де необхідно зосередити зусилля для досягнення найкращих результатів енергозбереження. Найповніше уявлення про динаміку енергоспоживання за рік дає графік щомісячної реєстрації енерговитрат. На підприємствах, де застосовується у виробничих процесах штучний холод,

може витрачатися не тільки електроенергія, але й теплова енергія та різні види палива. Тому при визначенні ефективності енерговитрат дуже важливо зареєструвати значення теплоти згоряння всіх нестандартних видів палива. Будь-які коливання витрат палива щомісяця слід реєструвати, а до інформації про витрати потрібно додати вартість одиниці палива і тариф на його постачання.

Виконуючи розрахунки енерговитрат та їх вартості, надзвичайно важливо визначити рівень споживання окремих джерел енергії та їх співвідношення із загальними витратами енергії. При проведенні аналізу енерговитрат на виробництво холоду головною є оцінка витрат електроенергії.

Аналіз споживання електроенергії має такі складові:

- визначення повної потужності підведеного живлення і повної потужності підключених навантажень;
- визначення добових і сезонних коливань навантаження;
- визначення можливості здійснення «кривого навантаження»;
- визначення середньорічного коефіцієнта потужності;
- визначення засобів корекції коефіцієнта потужності, які є на об'єкті;
- класифікацію споживаної електроенергії цільового призначення (електродвигуни, опалення, освітлення, технологічний процес).

У результаті проведення початкових розрахунків слід звернути увагу на здобуття інформації про:

- загальну вартість енергоресурсів на об'єкті (включно з витратами на водопостачання);
- співвідношення витрат за видами палива;
- характер сезонних коливань споживання палива;
- ціни.

Інформація першого етапу енергоаудиту дозволяє отримати загальне уявлення про дійсну ситуацію на об'єкті і дає можливість виділити пріоритетні напрямки для вживання конкретних заходів щодо енергозбереження.

На другому етапі енергоаудиту після визначення вартості і кількості кожного виду спожитої енергії необхідно перейти до вивчення умов споживання енергії конкретними споживачами. Основною метою даного етапу є визначення найбільш важливих споживачів з кожного виду енергоресурсів і зробити максимально припустимий розподіл загальних енерговитрат по окремих об'єктах енергоспоживання. Для проведення розподілу енерговитрат необхідно мати знання щодо перебігу технологічних процесів, які здійснюються на даному виробничому об'єкті, необхідно проконсультуватися з керівництвом виробничої ділянки, провести огляд холодильника (підприємства), щоб, нарешті, скласти реальну схему технологічного процесу (охолодження, заморожування, розморожування).

На основі здобутої інформації і креслення схеми виконують оцінку відносних розмірів потоків енергії та втрат і складають списки основних споживачів енергії. При визначенні потужності, яка витрачається кінцевими споживачами, доцільно використовувати додаткові лічильники або інші вимірювачі. У разі оцінки потоків електроенергії за відсутності стаціонарних лічильників слід використовувати портативні електричні вимірювачі, застосування яких не потребує розриву електричних мереж.

У процесі огляду виробничої ділянки (компресорного цеху, холодильника в цілому) необхідно ознайомитися з усіма етапами виробничого технологічного процесу і на кожному з етапів підрахувати баланс потоків енергії і матеріалів. При визначенні витрат тепло- і холодоносіїв, холодильних агентів і охолоджувальної води у разі відсутності стаціонарних лічильників і витратомірів доцільно використовувати витратоміри із зовнішніми високочастотними датчиками, при застосуванні яких немає необхідності у безпосередньому контакті з вимірюваним потоком речовини. Інформацію про споживану і встановлену потужність обладнання (компресорів, насосів, вентиляторів, нагрівачів) можна дістати з паспортних даних фірм – виробників обладнання, проте цією інформацією слід користуватися обережно, оскільки дане обладнання могло бути модернізованим або реконструйованим у процесі експлуатації. При цьому треба врахувати і характер виробничого процесу (цілодобовий, безперервний або дискретний з певним періодом). Відповіді на ці питання можуть дати технологи, оператори і диспетчери технологічного процесу.

Після виявлення основних споживачів енергії доцільно провести оцінку спожитої енергії. Якщо споживачі особливо великі або складні, то потрібний подальший розподіл енерговитрат для підвищення якості заходів щодо енергозбереження.

Завдання третього етапу енергоаудиту спрямоване на виконання аналізу поточного споживання енергії на об'єкті і визначення ділянок, на яких енергозбереження можна покращити. Основними напрямками третього етапу енергоаудиту є такі:

- аналіз енергоспоживання на ділянках безпосереднього використання енергії (охолодження, заморожування, розморожування, відтавання);
- аналіз причин втрат енергії (наявність повітря в охолоджувальній системі, інфільтрація зовнішнього повітря в охолоджувані приміщення, зволоження і пошкодження теплоізоляції огорожуючих конструкцій і трубопроводів, порушення вимог технологічного регламенту і т. ін.);
- аналіз ефективності використання енергії при виробництві холоду, теплоти, механічної роботи, освітленні приміщень і створенні необхідних умов

технологічного регламенту (розподіл повітря, утворення інею тощо).

При проведенні критичного аналізу потоків енергії рекомендовано взяти до уваги такі чинники:

- початкову конструкцію охолоджувальної системи і будівельної споруди холодильника, що могла бути неоптимальною (наприклад, при розробленні холодильника або охолоджувальної системи перевагу надали варіанту з найнижчими капітальними вкладеннями, а не з мінімальними експлуатаційними витратами);
- окремі потоки енергії в технологічних процесах, що могли бути недоцільними (наприклад, використання енергії для підігрівання холодоносія при відтаванні замість використання вторинної теплоти конденсації або сонячного нагрівача в літній період).

На рис. 1.1 розглянуто варіанти енергопостачання з різними втратами на ділянках перетворення (генерування), розподілу і споживання енергії в енергосистемі холодильника.

У варіанті А передбачено кінцеве споживання у розмірі 60 ГДж. Це зумовлює необхідність введення у систему розподілу 100 ГДж з ККД розподілу 60 %. При ККД перетворення (генерування) 60 % для обслуговування навантаження 60 ГДж необхідно мати загальне підведення енергії 167 ГДж.

Щодо варіанта В, спостерігаємо зменшення кінцевого енергоспоживання до 40 ГДж. Для забезпечення такого навантаження треба в мережу розподілу подавати 67 ГДж. При цьому ККД розподілу і перетворення залишаються незмінними, а загальне підведення зменшується до 111 ГДж.

У варіанті С, також як у варіанті А, планується кінцеве споживання енергії – 60 ГДж. Але при цьому передбачено збільшення коефіцієнту перетворення від 60 % до 80 %, а коефіцієнт розподілу залишено незмінним. За таких умов загальна потреба в енергії складає 125 ГДж.

При аналізі використання енергії слід розглядати процес енергоспоживання більш узагальнено (рис. 1.2) та намагатися відповісти на запитання:

- Для чого використовується енергія?
- Чи є таке використання доцільним і необхідним?
- Чи є можливості зменшення навантаження?
- Чи існують альтернативні, менш енерговитратні, способи здійснення технологічного процесу?
- Чи правильно планується час витрачання енергії?

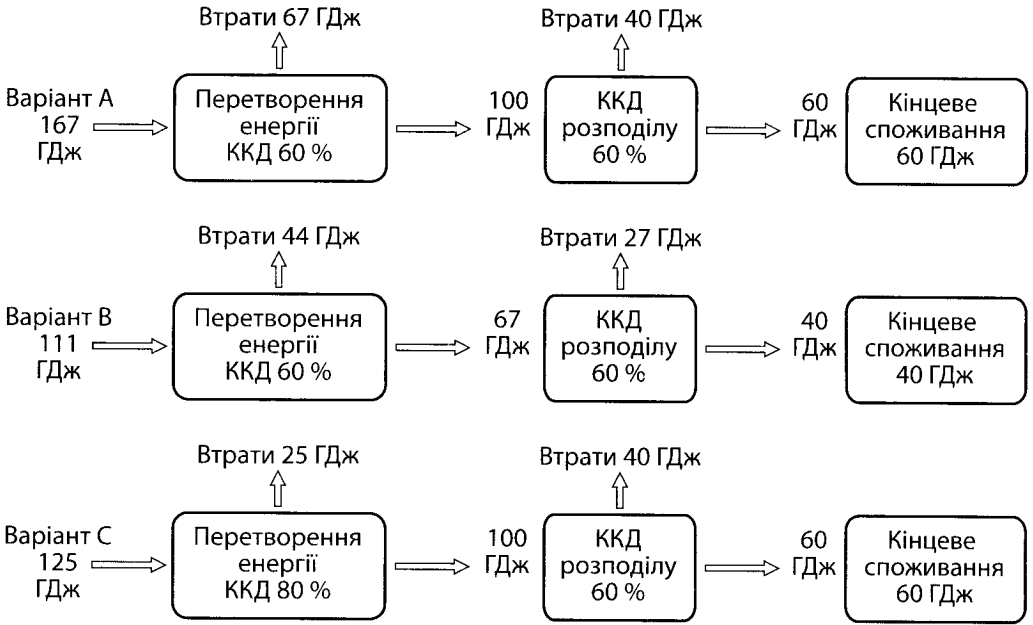


Рис. 1.1. Пріоритети аналізу

Порівняння варіантів енергоспоживання (рис. 1.1) показує, що при зменшенні кінцевого споживання енергії на одну третину ми зберігаємо більше енергії, ніж при збільшенні ККД перетворювача (генератора) енергії на одну третину.

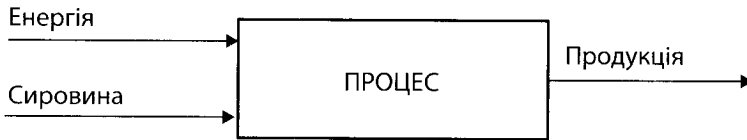


Рис. 1.2. Узагальнена схема енергоматеріалоспоживання

Якщо для прикладу розглянути водяний насос системи зворотного водопостачання як кінцевого споживача, то при проведенні енергоаудиту бажано дістати відповіді на запитання про те, чи є необхідність перекачувати рідину постійно, чи можна краще керувати насосом, щоб задовольнити потреби і зменшити витрати енергії, чи правильно зроблено вибір насосу для системи, яку він забезпечує. У багатьох випадках дані енергообстежень холодильників свідчать про те, що в результаті внесення змін в діючі схеми, характеристики мереж змінюються і не відповідають потужності встановленого насосного обладнання. Реальна необхідна потужність насосу може стати меншою, або, навпаки, більшою.

Другим прикладом може стати система охолодження пивоварного заводу (рис. 1.3).

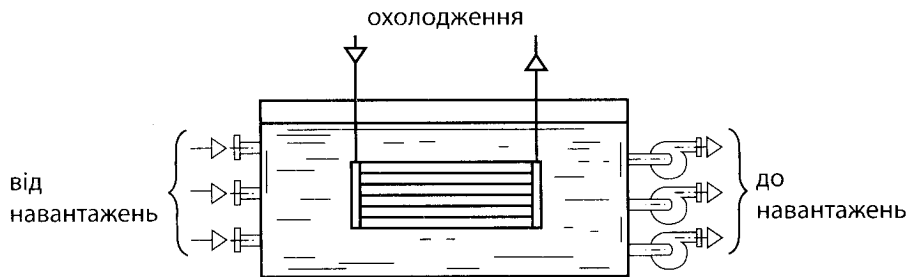


Рис. 1.3. Система охолодження пивоварного заводу

Результати аналізу системи навантажень подано в табл. 1.2.

Таблиця 1.2. Системи навантажень

Вид навантаження	МВт · год.	%
Корисне	8 420	64
Трубопроводи	730	5
Насоси	3700	28
Вентилятор	450	3
Всього	13300	100

Холодоносії (розчин солі NaCl) охолоджується первинною системою охолодження, після чого перекачується до танків з тепловим навантаженням в цехах пивоварного заводу за допомогою групи циркуляційних насосів. Після проходження танкових теплообмінників підігрітій холодоносії повертається до баку із затонленим випарником, охолоджується і знову подається насосами до танкового відділення.

Подані в табл. 1.2 результати показують, що навантаження, зумовлене роботою насосів, складає майже третину загального навантаження. З метою економії енергії можна запропонувати використання приводів з регульованою швидкістю (ПРШ) і управління від таймера, а також покращення теплоізоляції трубопроводів і обладнання, зменшення інфільтрації зовнішнього повітря в танкове відділення і регулювання швидкості вентиляторів. При проведенні енергетичного аудиту реальні конструктивні дані слід порівняти з найкращими практичними і проектними показниками, а також з попередніми експлуатаційними даними.

Для холодильників одним із важливих чинників є ефективність перетворення електричної енергії на світлове. Це пов'язано з тим, що витрати на освітлення достатньо великі і фактично оплачуються двічі – перший раз оплачується перетворення на світло, другий раз – відведення теплоти від світильників. При здійсненні

вибору світильників для приміщень холодильника доцільно зупинитися на такому типі ламп, який забезпечує максимальний вихід світла (люмени) на один ватт їх потужності, за умови, що характеристики ламп не суперечать іншим вимогам (техніці безпеки, санітарним нормам). При проектуванні нової освітлювальної установки необхідно порівнювати ефективність придатних видів ламп і застосовувати ті, що мають найвищу ефективність. При енергетичному аудиті системи освітлення слід визначити кількість і тип ламп, що використовуються тепер, тривалість роботи й ефективність системи управління, а також перевірити відповідність рівня освітлення до діючих нормативів.

Одним з важливих етапів аудиту є оцінка ефективності компресорного парку. При проведенні енергоаудиту ККД і холодопродуктивність кожного з компресорів розраховується для певного діапазону умов роботи і вноситься у таблицю. Для компресорів з регульованою продуктивністю беруть до уваги характеристики роботи з частковим навантаженням.

На четвертому етапі енергоаудиту починається формування заходів щодо енергозбереження, для чого спочатку з'ясовується, яких заходів щодо економії енергії на об'єкті вжито, які проекти з енергозбереження вже розпочато і які плани з енергозбереження розроблено. Дуже важливо дізнатися, які існують основні перешкоди, на думку керівників підприємства, на шляху вживання заходів щодо енергозбереження на даному об'єкті.

На п'ятому етапі енергоаудиту здійснюється оцінка запропонованих заходів щодо енергозбереження, основні цілі якої такі:

- перевірка дієздатності запропонованих заходів щодо енергозбереження;
- перевірка доцільності проведення запропонованих заходів щодо енергозбереження;
- вивчення взаємодії енергозберігаючих заходів;
- визначення вартості енергозберігаючих заходів;
- визначення кінцевого економічного ефекту;
- порівняння конкурентних пропозицій з питання енергозбереження і визначення пріоритетів;
- ухвалення рішення стосовно вибору проекту заходів для енергозбереження.

Здійснюючи технічну перевірку заходів щодо енергозбереження, оцінюють технічний ризик проекту і визначають можливі побічні ефекти (необхідність підвищення рівня обслуговування тощо).

Перевіряючи доцільність проектів, дають оцінку їх впливу на довкілля, економічним наслідкам у довгостроковому плані, можливості знизити універсальність або підвищити спеціалізацію холодильника за допомогою інших чинників.

Розраховуючи вартість заходів щодо енергозбереження, використовують надійні фінансові критерії. Звичайно виконується аналіз дисконтового грошового потоку, чистої приведеної вартості і внутрішньої норми прибутку для всіх заходів. Дані фінансового аналізу подаються у формі, яка має бути легкодоступною і зрозумілою для керівництва підприємства.

Шостий етап передбачає оформлення і презентацію звіту про проведений енергоаудит. Звіт складається з двох документів – анотації і власне звіту. Анотація міститься на 2–3 сторінках, на яких стисло пояснені цілі аудиту і подано список рекомендацій з питання енергозбереження; вона призначається для старших керівників. У звіті проблеми енергозбереження висвітлені докладніше. Рекомендації мають бути доповнені описом витрат на їх реалізацію. Включення додатків з детальними розрахунками, описами, кошторисами, таблицями даних покращує якість звіту. Презентація звіту повинна переконати «ключових» осіб адміністрації підприємства у необхідності проведення розроблених заходів щодо енергозбереження.

1.5. ЕНЕРГОЗБЕРЕГАЮЧІ ХОЛОДИЛЬНІ СИСТЕМИ

1.5.1. *Перетворення енергії у теплових насосах*

Холодильне господарство розвинутих країн світу споживає значну частину енергії, що виробляється в цих країнах (10–30 %), і питанням енергозбереження в цій сфері там приділяється велика увага. Законодавчими актами США передбачено зменшення витрат на енергозабезпечення житлових і промислових споруд на 50 %. Оскільки у цих витратах кондиціонування й опалення складають основну частину, то головна увага приділена енергозбереженню з використанням холодильної і теплонасосної техніки.

Збут теплових насосів у США безперервно збільшується і нині близько 30 % нових будівель обладнано теплонасосними установками, що забезпечують нагрівання й охолодження повітря у приміщеннях. Адміністрація США суттєво впливає на ринок теплових насосів (ТН). Так, національний закон США «Про використання енергії» (1986 р.) обмежує максимальні норми потужності для усіх побутових теплових насосів до 19 кВт, що значно впливає на напрямок розвитку виробничих програм фірм-виробників. У США разом з фірмами Японії проведено розробку теплових насосів з двигуном внутрішнього згорання на газовому паливі. У деяких штатах на придбання теплових насосів надаються кредити щодо певних типів теплових насосів, зокрема тих, які використовують низькопотенційне тепло ґрунтів і сонячного випромінювання. Теплові насоси у США

використовують для охолодження й опалення будинків або цілих кварталів, для гарячого водопостачання, при виробництві харчових продуктів у промисловості, у різних технологічних процесах. Для опалення індивідуальних будинків поширення набули теплові насоси, які працюють за схемою «вода – повітря» і «повітря – повітря» тепловою потужністю від 2 до 15 кВт. Теплові насоси постачаються споживачам у вигляді моноблоків або двох агрегатів, один з яких встановлюється у приміщенні, а другий – зовні. Для тепlopостачання багатоквартирних житлових будинків використовуються повітряно-повітряні моноблочні теплові насоси, для яких характерні невеликі витрати на монтаж і невисока вартість, а також водоповітряні теплові насоси, до яких додається додатковий бак – акумулятор гарячої води. Такі теплові насоси тепер обслуговують близько 30 % відновлених будівель. У промисловості широке застосування знайшли теплові насоси компресійного типу, створені на основі гвинтових і відцентрових компресорів; теплові насоси, які використовують як робочу речовину продукти нафтохімічних процесів; абсорбційні теплові насоси і термотрансформатори, теплові насоси з двигуном Стірлінга. Застосування приводів з регульованою частотою обертання, мікропроцесорів і спіральних компресорів підвищує ефективність використання теплових насосів.

Обмеженість природних ресурсів та зростання техногенного теплового забруднення навколишнього середовища все більше привертають увагу до можливостей здійснення ефективних екологічно безпечних енергозберігаючих програм на основі використання теплових насосів. Застосування теплових насосів – один з найбільш перспективних напрямів у прискоренні заміни нафти на інші джерела енергії.

Ступінь термодинамічної досконалості пароконпресійних теплових насосів визначають коефіцієнтом перетворення, який залежить від температури кипіння і конденсації робочого тіла і дорівнює 1,5–5. Іншими словами, на 1 кВт електричної потужності, що витрачається на привід компресора, при використанні низькопотенційних джерел можна отримати 1,5–5 кВт теплоти з вищим температурним потенціалом.

Цикл абсорбційного теплового насоса на відміну від пароконпресійного супроводжується витрачанням теплової енергії при порівняно високій температурі. На 1 МВт теплоти, витраченої на випаровування води з розчину броміду літію в генераторі, тепловий насос може видати споживачеві 1,6 МВт у результаті використання теплоти низькопотенційного джерела.

Теплові насоси можна класифікувати за тепловими джерелами, серед яких використовується теплота зовнішнього або вентиляційного повітря, теплота

ґрунтів і каменю, теплота стічних вод, промислове вторинне тепло, тепло озерної і морської води, накопичена сонячна теплота, теплота конденсації.

Навіть якщо сьогодні класичні установки для опалення й нагрівання води представляють усе ще економічно привабливі інвестиції в порівнянні з нетрадиційними системами нагрівання («тепловий насос»), число зацікавлених такою системою усе ще збільшується.

У домашньому господарстві більша частина енергії витрачається на опалення й гарячу воду. Ця енергія становить приблизно 2/3 споживаної енергії. Розподіл домашнього споживання енергії показано на рис 1.4.

Якщо до цих причин, пов'язаних зі скороченням споживання й екологічним збереженням, ми додаємо дуальне функціонування установки і як теплового насоса і як системи охолодження, то приватне будівництво рекомендує цю систему як життєздатну альтернативу класичним системам.

Глобальне потепління, з підсилюючим впливом на людину, навколишнє середовище та постійно зростаючі ціни на енергію, а також зростаюча залежність від природних енергоносіїв, вимагають довгострокових рішень для одержання необхідної енергії.

Це особливо стосується приватного житлового будівництва, оскільки у цьому випадку більша частина необхідної енергії витрачається на опалення будинків і підігріву води. Уже тривалий час росте також прагнення домовласників мати можливість прохолоджувати свої будинки влітку (система кондиціонування).

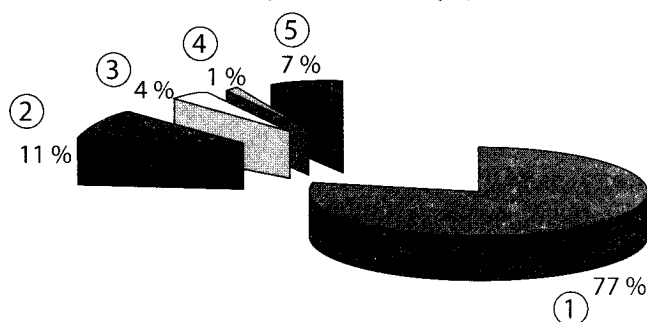


Рис. 1.4. Розподіл енергії в побутовому господарстві: 1 – опалення; 2 – гаряча вода; 3 – готування їжі; 4 – освітлення; 5 – електроприлади

Якщо дотепер для виробництва теплоти по більшій частині доводилося спалювати органічне паливо (нафта або газ), а для охолодження будинку застосовувалася окрема система кондиціонування, то тепловий насос – це рішення, що дозволяє об'єднати ці функції. При цьому тепловий насос використовує до 75% безкоштовної й екологічно нешкідливої енергії, що забирається з навколишнього середовища. Теплові насоси являють собою пристрої, здатні опалювати

житлові, виробничі й торговельні приміщення, нагрівати воду. Причому, тепловий насос забезпечує ефективне енергозбереження, опалення без газу. Теплові насоси найбільш екологічно чисті, ощадливі, безпечні для людського здоров'я.

Найпоширенішим, простим й дешевим у виготовленні є парокомпресійний тепловий насос. В останні десятиріччя він дуже активно досліджувався, і технічні характеристики таких насосів досягли досить високого рівня. В сучасних парокомпресійних ТН можна одержати реальний тепловий коефіцієнт від трьох до п'яти, що є дуже непоганим результатом. Відзначимо деякі тенденції в конструюванні теплових насосів. Найвидатніших результатів на сьогоднішній день досягли лідери у виробництві теплових насосів – шведські й німецькі виробники. Сьогодні більшість цих фірм представлені на ринку України й світу. При цьому пропонуються всі види парокомпресійних теплових насосів – як водяні, так і повітряні.

Найбільш доцільною є установка теплового насоса «грунт-вода» або «вода-вода» (де це можливо) з використанням земляного контуру або свердловин, тому що тільки він при установці фенкойлів здатний обігрівати приміщення взимку й прохолоджувати влітку. Причому, охолодження може бути як активним, так і пасивним, а це вигідно для кінцевого споживача.

На сьогодні у парокомпресійних теплових насосах передових фірм використовуються спіральні компресори, пластинчасті теплообмінники й надійна автоматика, що дозволяє одержати найбільший ККД. Перспективним є застосування інверторних електродвигунів компресора, що дозволяє позбутися від пускових струмів і більш плавно регулювати продуктивність, при цьому, як заявляють виробники теплових насосів, при застосуванні інверторних двигунів, ККД системи зростає.

Здійснюючи таку систему, в ідеалі повинні бути архітектурні рішення й будівельна система, корельована із цим. Проектування й вибір такої системи повинні розпочинатися з аналізу географічного місця розташування, клімату й доступних енергетичних ресурсів (потенціал). Вирішуючи ці два аспекти, можна приступити до будівництва системи зі скороченням теплових втрат у навколишнє середовище через належну ізоляцію кімнат проживання, створення помірного внутрішнього температурного рівня, встановлення певних типів дверей та вікон й належне розташування й орієнтацію будівлі на місцевості.

Історичні факти

Принцип теплового насоса впливає з робіт Карно й опису циклу Карно, опублікованого в його дисертації в 1824 р. Практичну теплонасосну систему запропонував Вільям Томсон в 1852 р. Вона була названа помножувачем теплоти й показувала, як можна холодильну машину ефективно використовувати для цілей опалення. В обґрунтуванні своєї пропозиції Томсон указував, що обмеженість енергетичних ресурсів не дозволить безупинно спалювати паливо в печах для опалення й що його помножувач теплоти буде споживати менше палива, ніж звичайні печі.

Як видно з рис. 1.5, запропонований Томсоном тепловий насос використовує повітря як робоче тіло. Навколишнє повітря засмоктується в циліндр, розширюється й від цього прохолоджується, а потім проходить через теплообмінник, де нагрівається зовнішнім повітрям. Після стискання до атмосферного тиску повітря із циліндра надходить в обігріване приміщення, будучи нагрітим до температури вище навколишнього середовища.

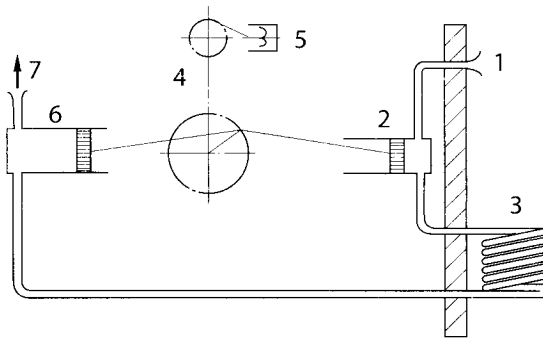


Рис. 1.5. Схема «помножувача теплоти» Томсона. 1 – навколишнє повітря; 2 – вхідний циліндр; 3 – теплообмінник; 4 – привід; 5 – парова машина; 6 – вихідний циліндр; 7 – обігріване приміщення

Є дані про те, що фактично реалізована подібна машина була у Швейцарії. Томсон заявив, що його тепловий насос здатний давати необхідну теплоту при використанні тільки 3 % енергії, затрачуваної на пряме опалення.

Холодильні машини розвивалися вже наприкінці XIX ст., але теплові насоси одержали швидкий розвиток лише в 20-х і 30-х роках XX ст., коли в Англії була створена перша теплонасосна установка. Холдэйн описав в 1930 р. випробування домашнього теплового насоса, призначеного для опалення й гарячого водопостачання й використовуючого теплоту навколишнього повітря. Після цього почалися роботи в США, вони призвели до створення демонстраційних

установок, але до цієї стадії було доведено порівняно небагато проектів, тому що всі вони мали лише приватне фінансування.

Перша велика теплонасосна установка в Європі була уведена в дію в Цюріху в 1938–1939 р. У ній використовувалася теплота річкової води, ротаційний компресор і холодагент. Вона забезпечувала опалення ратуші водою з температурою 60 °С при потужності 175 кВт. Була система акумулювання теплоти з електронагрівником для покриття пікового навантаження. У літні місяці установка працювала на охолодження.

Принцип дії парокомпресійного теплового насоса

Більшість людей тримають у будинку тепловий насос у тій або іншій варіації, навіть не знаючи про це. Холодильник або морозильна камера працюють як тепловий насос, тільки з іншим акцентом. У холодильнику використовується «холодна» сторона, у тепловому насосі – переважно «гаряча». Тепловий насос відбирає теплоту з навколишнього середовища – із ґрунту, води або повітря, – «накачує» хладон до більш високої температури й потім віддає «якісну» теплоту в систему опалення. Все це відбувається в закритому контурі, у якому циркулює хладон.

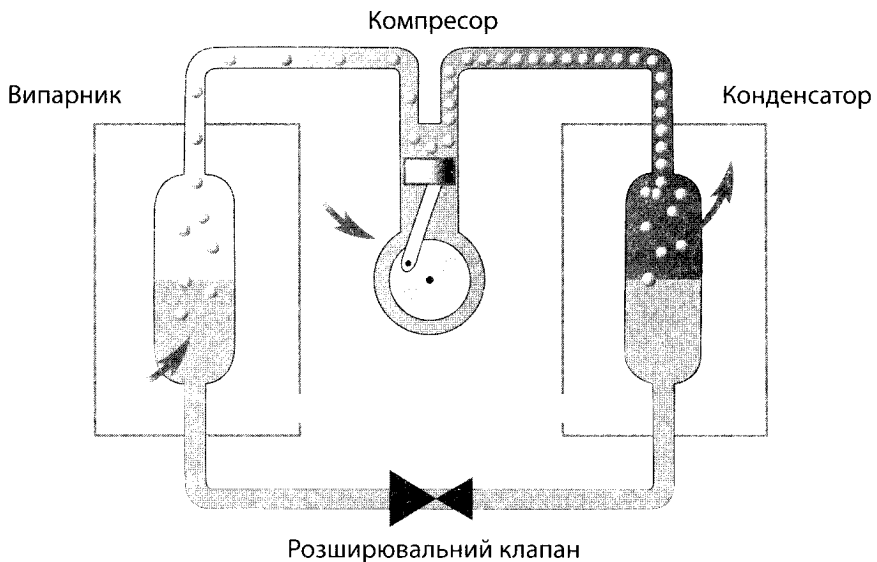


Рис. 1.6. Принцип дії теплового насоса

Істотними компонентами цього контуру є випарник, компресор, конденсатор і розширювальний клапан (див. рис. 1.6).

Компоненти мають наступні завдання:

Випарник

Випарник, як і конденсатор, – це теплообмінник, завданням якого є обмін тепловою енергією. Через випарник протікає хладон при низькому тиску й невисокій температурі. При цьому він відбирає теплоту з навколишнього середовища (джерело теплоти) і при цьому процесі випаровується.

Для цього необхідно, щоб температура джерела теплоти була вище, ніж температура хладону, тому що в іншому випадку передача теплоти не буде відбуватися (другий закон термодинаміки: «Теплота не може самостійно перейти від холодного тіла до гарячого»).

Компресор

Компресор повинен всмоктувати перетворений у пару хладон із випарника й підвищувати його тиск і температуру. Для цього компресору потрібна приводна енергія, потужність якої дозволить стискування. Ця приводна енергія звичайно поставляється у вигляді струму від суспільної мережі електропостачання. Перегріта пара хладону з компресора попадає в конденсатор.

Конденсатор

У конденсаторі, що також називається дефлегматором, перегрітий хладон віддає теплову енергію більш холодному теплоносію (наприклад, воді контуру опалення). Під дією різниці температур теплота від хладону переходить до теплоносія. У результаті хладон конденсується, а теплоносієм нагрівається. Високий тиск при цьому зберігається незмінним.

Розширювальний клапан

Розширювальний клапан призначений для зниження високого тиску, створеного компресором, щоб температура хладону знизилась нижче температури джерела теплоти, і можна було відновити цикл. Крім того, розширювальний клапан призначений для подачі на випарник такої кількості хладону, що може бути перетворений випарником у пароподібний хладон.

1.5.2. Режим роботи теплових насосів

На наступних ілюстраціях представлений режим опалення або режим охолодження теплового насоса. Можливість опалення або охолодження тільки одним приладом забезпечується «перемиканням» контуру хладону за допомогою чотирьохходового клапана.

Режим опалення

У режимі опалення (рис. 1.7) гаряча пара хладона (ХА), стиснута у компресорі 1, потрапляє до теплообмінника 2, де передає більшу частину теплоти холодному теплоносію системи опалення, та конденсується. На шляху до розширювального

клапана 4 рідкий ХА проходить ресивер 6, осушувач ХА та регенеративний теплообмінник 2, де він додатково охолоджується за рахунок теплообміну з насиченою парою ХА, що виходить з випарника 3, яка при цьому підігривається і потім потрапляє у компресор. Цикл починається знову.

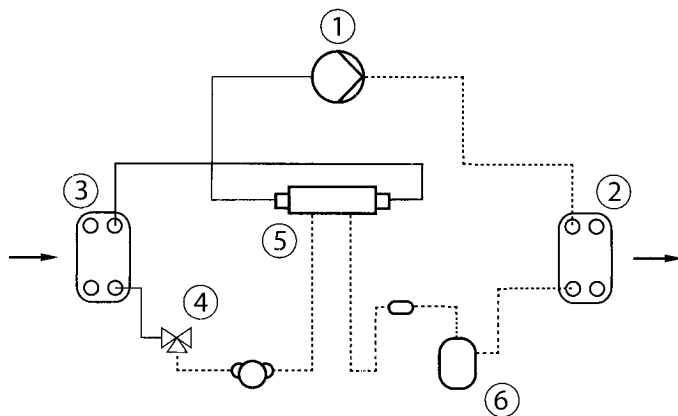


Рис. 1.7. Принцип дії опалення при варіанті ТН «тільки опалення».
Суцільна: хладон під низьким тиском, при низькій температурі;
Пунктир: хладон під високим тиском, при високій температурі

Вибір системи опалення

При проектуванні системи опалення з тепловим насосом дуже важливо зробити правильний вибір типу опалювальних приладів. Максимально вигідними є панельні системи опалення, які розміщують в підлозі або на стінах, і не мають потреби у високій температурі теплоносія. Перевага цих систем полягає в можливості зниження значення температури в приміщенні на 2–3 °С, через теплопередачу шляхом випромінювання. Не можна забувати, що максимальна температура на виході зі звичайного теплового насоса 55–62 °С, що необхідно враховувати при виборі типів і розмірів опалювальних приладів.

Опалення панелями, розміщеними в підлозі (система «тепла підлога»)

Дана система вигідна тим, що для опалення достатня температура теплоносія 35 °С. Незручність полягає в обмеженні максимальної потужності, з розрахунку на 1 м² опалювальної площі підлоги, не більше 96 Вт. Тому, найчастіше, застосовується сполучення системи «тепла підлога» з радіаторними, конвекторними опалювальними приладами, або фанкойлами. Доцільно використовувати систему «тепла підлога» у комбінації з фанкойлами. Це обумовлено тим, що переважна більшість фанкойлів працюють на температурному перепаді теплоносія в 5 °С. Особливо доцільне використання фанкойлів у системі опалення з тепловим насосом звичайного типу, що працює в літній період на охолодження приміщень. У такому випадку будинок може в зимовий період опалюватися

й у літній період проохолоджуватися одною системою, що істотно знижує капітальні витрати на етапі будівництва такого будинку.

Опалення панелями, розміщеними в підлозі, з опалювальними радіаторами

Цей варіант вимагає для правильної роботи використання термогидравлічно-го розподільника (THR) і свого розподільного колектора. Крім розведення труб, ще буде потрібно один циркуляційний насос, який би забезпечував водою цикл, між радіатором THR і тепловим насосом ТН.

Також необхідно в контурі системи «тепла підлога» установити триходовий клапан і циркуляційний насос, який би поставляв у контур воду з температурою 35 °С.

Опалення радіаторами

Для такої системи радимо вибирати перепад температур з розрахунку максимальної температури теплоносія 45/55 °С. Під час проектування необхідно перераховувати номінальні показники потужності опалювальних приладів і збільшувати їхню площу через зниження температурного градієнта з 90/70 °С, на температуру 55/45 °С. Спрощено можна сказати, що потужність одного ребра при температурному перепаді 55/45 °С становить приблизно 40 % у порівнянні з потужністю при температурах 90/70 °С. Особливо варто звернути увагу на те, що для радіаторної системи опалення варто приймати двотрубну систему розведення з паралельним рухом теплоносія. Однотрубне розведення не є придатним для низькотемпературної опалювальної системи. При використанні кімнатного термостата, не рекомендується використовувати теплорегулюючі головки на опалювальних приладах у кімнаті, у якій розташований такий термостат.

Для простої, одноконтурної системи, тепловий насос можна приєднувати прямо в опалювальну систему. У випадку наявності в системі двох і більше опалювальних контурів на кожний потрібно встановити циркуляційний насос. При цьому важливим фактором є точний розрахунок, щоб додатковий термоелектронагрівач споживав якнайменше електроенергії.

Охолодження тепловим насосом

При необхідності, передбачені для цього теплові насоси можна використовувати також для охолодження. При цьому розрізняють два типи охолодження:

Активне і пасивне

При активному охолодженні напрямок потоку хладону і функції випарника й конденсатора міняються на протилежні. Це досягається за допомогою вбудованого в контур охолодження чотирьохходового клапана. Конденсатор для режиму опалення стає випарником у режимі охолодження й відбирає теплову енергію, наприклад, від системи опалення. Випарник для режиму опалення стає конденсатором у режимі охолодження й віддає теплову енергію більш холодному джерелу теплоти (наприклад, розсолу), що у цьому випадку стає

тепловідводом. Компресор працює при активному охолодженні. Для активного охолодження пропонується спеціальний варіант приладу.

При пасивному охолодженні компресор теплового насоса не працює, і теплоносій просто циркулює між свердловиною і фанкойлами. Таким чином, холод з свердловини прямо надходить в систему кондиціонування.

У зимовий період тепловий насос «трансформує» теплоту з навколишнього середовища для використання в стандартній системі опалення. Влітку, навпаки, «холод» зі свердловини ($7-9^{\circ}\text{C}$) використовується щоб створити необхідний клімат в приміщеннях будинку. Фанкойли підключаються до зовнішнього колектора, а принцип роботи системи холодопостачання такий же, як і системи опалення, за винятком того, що замість радіаторів використовуються фанкойли.

У режимі охолодження спосіб роботи окремих компонентів у контурі охолодження такий же (рис. 1.8, 1.9), як і в режимі опалення, тільки теплообмінники 2 і 3 міняються функціями. Конденсатор з режиму опалення стає випарником, а випарник режиму опалення приймає функцію конденсатора. Перемикаючий клапан 4 забезпечує при цьому правильний напрямок потоку усередині контуру охолодження.

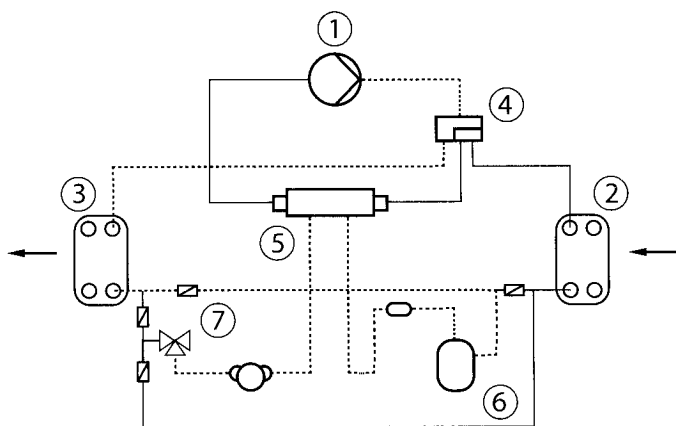


Рис. 1.8. Принцип дії опалення у варіанті ТН із активним охолодженням.
Суцільна: хладон під низьким тиском, при низькій температурі.
Пунктир: хладон під високим тиском, при високій температурі

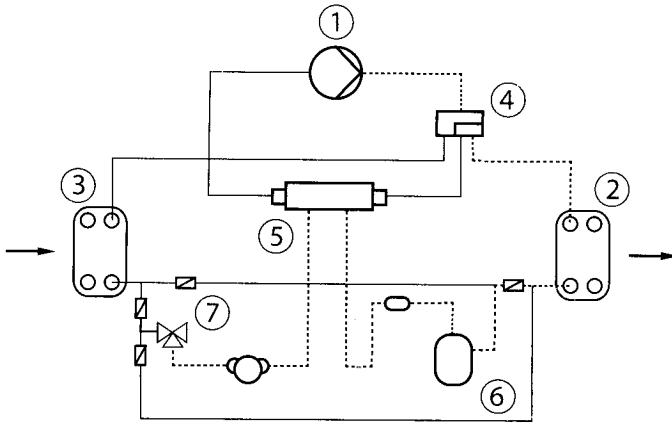


Рис. 1.9. Принцип дії охолодження у варіанті ТН із активним охолодженням.
 Суцільна: хладон під низьким тиском, при низькій температурі.
 Пунктир: хладон під високим тиском, при високій температурі

1.5.3. Режими експлуатації теплових насосів

Теплонасосні установки можуть працювати в різних експлуатаційних режимах залежно від джерела теплоти, що використовується тепловим насосом, а також залежно від проектованої опалювальної установки будинку або від опалювальної техніки, що уже є в будинку.

Моновалентний режим

У цьому режимі тепловий насос покриває всю потребу в теплоті для опалення й горячого водопостачання (ГВП). Найкращими для цього є такі джерела теплоти, як ґрунт і ґрунтові води, тому що вони майже незалежні від зовнішньої температури й віддають цілком достатньо теплоти навіть при низьких температурах. Рекомендується моновалентний режим для експлуатації розсолно-водяних теплових насосів.

Моноенергетичний режим

Для покриття енергетичних піків навантаження теплонасосні установки (ТНУ), що працюють у моноенергетичному режимі, оснащуються додатковим електричним підігрівником, що може підтримувати опалення й, по можливості, отримання гарячу воду. У цьому випадку додатковий електричний підігрівник дозволяє також тимчасово підвищувати температуру гарячої додаткової води для запобігання утворення бактерій (легіонел). При проектуванні ТНУ з інтегрованим додатковим нагріванням гарячої води між тепловим насосом і розподільними пристроями доцільно приєднати бак-акумулятор, при необхідності оснастивши його нагрівальним приладом (ТЕНом). Бак-акумулятор, поєднує в собі кілька функцій: короткострокову акумуляцію й компенсування

тарифу на електроенергію, місце підключення біваленсії, термогідрравлічний розподільний пристрій і, якщо бак виготовлений з поплавковою проточною внутрішньою посудиною для нагрівання гарячої води, то й для забезпечення нагрівання (догріву) такої води. Ще одною перевагою цього варіанта є те, що температура води в баку підігрівается залежно від зовнішньої температури повітря. Така модель регулювання забезпечує рівновагу роботи теплового насоса в максимально вигідному режимі, тому що від швидкості зменшення температури води в радіаторах залежить тепловий коефіцієнт. В іншому розрахунки системи опалення не відрізняються від інших класичних систем.

Бівалентно-паралельний режим

Опалювальні установки з бівалентно-паралельним режимом експлуатації оснащуються як тепловим насосом, так і додатковим теплогенератором. Раніше в одно- і двоквартирних будинках поряд з повітряно-водяним тепловим насосом часто застосовувався, наприклад, рідиннопаливний котел. При цьому основне теплопостачання виконувалося тепловим насосом. При падінні зовнішньої температури нижче встановленого граничного значення, наприклад, нижче 0°C , до роботи підключався другий теплогенератор.

Бівалентно-альтернативний режим

Опалювальні установки з бівалентно-альтернативним режимом експлуатації теж оснащуються поряд з тепловим насосом і другим теплогенератором. Однак тут на відміну від бівалентно-паралельного режиму теплонасос і другий теплогенератор ніколи не працюють одночасно. Замість цього застосовується розподіл річної потреби в енергії рівними частинами між тепловим насосом і традиційним опалювальним котлом. При перевищенні певної зовнішньої температури, наприклад, вище 3°C , працює винятково тепловий насос. При більш низьких температурах теплопостачання повністю забезпечується опалювальним котлом.

Підбор циркуляційних насосів

Для правильного підбору циркуляційних насосів треба зробити гідрравлічний розрахунок розведення труб опалювальної системи. Загальний напір циркуляційного насоса містить у собі суму опорів опалювальної системи й конденсатора теплового насоса. При використанні акумуляційного баку, циркуляційному насосу необхідно мати напір для подолання всього опору контуру, куди входить опір конденсатора теплового насоса, опір баку, регулюючої арматури, трубопроводів і т. д. Для нагрівальних контурів системи опалення («тепла підлога», радіатори, отримання води і т. д.) необхідно встановлювати власні циркуляційні насоси. Для правильної роботи теплового насоса потрібно забезпечити протікання води через конденсатор з постійною витратою, тому пряме підключення триходового змішувача, який змінював би напрямок потоку теплоносія стосовно

джерела теплоти, не рекомендується. При зменшенні витрати води іноді трапляються зриви завихрень у конденсаторі і як результат – зниження тепловіддачі, підвищення температури конденсації й зниження опалювального фактора. Система опалення заповнюється звичайною водою з водопровідної лінії, у яку додається антикорозійна присадка, що призначається для опалення. Систему необхідно виготовляти як папірну, з розширювальним баком. Його величина залежить від кількості води в системі опалення, яку необхідно заповнювати з розрахунку застосовуваного устаткування.

Трубопровідна мережа повинна бути забезпечена ухилом у напрямку до колодезя. Укладання труб виконується на глибині 1,5 м.

1.5.4. Холодоносії (антифризи)

Антифриз – незамерзаюча суміш, використовується в трубопровідній мережі контуру земельного колектора. Існує кілька видів незамерзаючої суміші, які використовують найчастіше. Випарник теплового насоса придатний для використання незамерзаючих сумішей. Але потрібно враховувати, що гідравлічний опір випарника при цьому збільшиться.

Гідравлічний опір труб, при проходженні по них незамерзаючих сумішей, визначається за гідравлічним розрахунком з урахуванням коефіцієнта в'язкості незамерзаючих сумішей. Необхідно врахувати, що використання антифризу в певних концентраціях не дає гарантії незамерзання його при різко негативних зовнішніх температурах. Тому, труби контуру земельного колектора необхідно укладати нижче рівня промерзання землі.

Суміш води й етиленгликоля

Для отримання такої суміші з температурою замерзання $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$, необхідно перемішати в співвідношенні 75 % води й 25 % етиленгликоля (від необхідного обсягу). У порівнянні із чистою водою, суміш має підвищену в'язкість і приводить до падіння термічної потужності, а також до підвищення гідравлічного опору.

Суміш води й етанолу (спиртової розчин)

Для отримання такої суміші з температурою замерзання $-14\text{ }^{\circ}\text{C}$ перемішується в співвідношенні 75 % води й 25 % алкоголю (від необхідного обсягу). Підвищення термічної потужності незначне, перевага полягає в помірній густині. В розрахунках необхідно враховувати, що після змішання 100 л води й 100 л етанолу, загальний об'єм усього 180 л. У цієї суміші, на відміну від інших, не потрібне застосування нейтральних компонентів, тому що використання особливо чистого спирту не приводить до старіння системи. У випадку використання звичайного бродильного спирту термін служби реагенту близько 5 років.

Суміш води й пропиленгликоля

Для готування такої суміші необхідно перемішати в співвідношенні 70 % води й 30 % пропиленгликоля (від необхідного обсягу). Недолік такої суміші полягає в підвищеній в'язкості, що, як і в попередньому випадку, спричиняє підвищення проточного опору. Падіння термічної потужності, однак, не так помітно як у попередньому випадку. Перевагою такої суміші є відсутність агресивності розчину.

Суміш води й CaCl_2

Перемішується в співвідношенні 82 % води й 18 % солі від маси розчину (температура замерзання $-13\text{ }^\circ\text{C}$). Недолік полягає в падінні теплової потужності в порівнянні із чистою водою, однак частково компенсовано більш високою густиною розчину. Також до недоліків варто віднести більшу агресивність розчину, тому використання даного розчину не рекомендується.

1.5.4.1. Еволюція розвитку хладонів

Світові холодильна й кліматична галузі цілком залежать від рішень світової спільноти щодо хладонів. За останні десятиріччя вже змінилися кілька поколінь хладонів. Деякі речовини, які донедавна вважалися новітніми та екологічно безпечними, сьогодні виводяться з використання.

На рисунку 1.10 зображена еволюція розвитку хладонів, починаючи від їх першого з'явлення аж до четвертого покоління.

Перше покоління: все, що працювало. Протягом перших ста років застосування хладонами найчастіше були звичайні розчинники та інші легкі рідини; фактично в перше покоління хладонів входило все, що працювало і було під руками. Майже всі перші хладони були вогнебезпечні, токсичні, а деякі – хімічно активні. Звичайним явищем під час експлуатації холодильного обладнання були аварії. Деякі компанії посилено просували пропан (R290), протиставляючи цей «безпечний хладон без запаху» аміаку (R717).

Друге покоління: безпечність і довговічність. Друге покоління ознаменувалося переходом до сполук фтору, щоб збільшити безпечність і термін служби холодильних систем. До цього ранні спроби замінити «льодовики» холодильниками, в яких як хладон використовувався або метилформіат (R611), або діоксид сірки (R764), виявилися невдалими: неможливо було усунути витіки токсичних речовин. Під гаслом «Холодильній промисловості потрібен новий хладон, якщо вона сподівається використовувати його скрізь» було розроблено хладон R12. Промислове виробництво R12 почалося в 1931 році, R11 – у 1932-му. Хлорфторвуглеці (ХФВ), а пізніше й гідрохлорфторвуглеці (ГХФВ), домінували в другому поколінні хладонів, особливо з 1950-х років, у домашніх і

промислових кондиціонерів повітря, теплових насосів. Найпопулярнішим хладоном у великих промислових системах, особливо у сфері виробництва та зберігання продуктів і напоїв, був і залишається дотепер аміак.

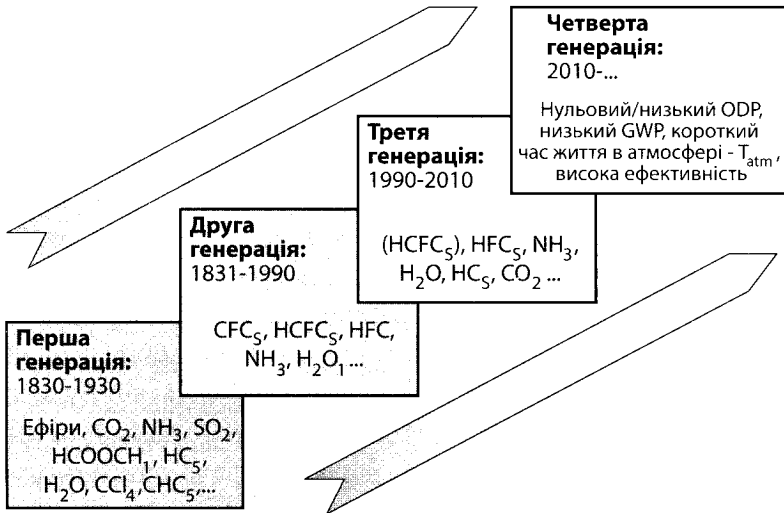


Рис. 1.10. Еволюція хладонів

Третє покоління: захист озонового шару. Виявлення зв'язку між викидами в атмосферу ХФВ, зокрема хладонів, і руйнуванням захисного шару озону викликало появу третього покоління хладонів. Віденська конвенція і Монреальський протокол, що вийшов за нею, проголосили заборону озоноруйнівних речовин (ОРР). В центрі уваги продовжували залишатися фторсполуки: ГХФВ розглядалися як варіант для тимчасового (перехідного) використання, а гідрофторвуглеці (ГФВ) – для довготривалого. Повернувся інтерес до природних хладонів, особливо до аміаку, діоксиду вуглецю, вуглеводнів і води, а також до альтернативних підходів, наприклад абсорбційних, тобто таких, що не використовують компресійні цикли на фторвмісних речовинах. Ряд державних та приватних програм, присвячених дослідженням нових хладонів серед речовин, що не містять фтору, і гідрофторофторидів (ГФЕ), дали зовсім небагато перспективних варіантів.

Промисловий випуск перших альтернативних хладонів почався в кінці 1989 року, і протягом десятиліття на ринку з'явилася заміна більшості озоноруйнівних робочих тіл. Відповідно до вимог Монреальського протоколу (1987), країни розділені на дві групи. Група, до якої входять в основному розвинені країни (так звані країни статті 2), припинила використання хладонів класу ХФВ

у 1996 році. Країни статті 5 зробили це у 2010 році, а деякі (наприклад, Китай) навіть раніше. Вхідження або невхідження в ту або іншу групу визначається рівнем попереднього використання озоноруйнівних речовин. Можливість же продовження використання ХФВ у наявному обладнанні визначається національними обмеженнями.

Продовжується і процес заміни ГХФВ. Монреальський протокол передбачає поетапне скорочення їх виробництва і у 1996 р. – заморожена верхня межа; 2004 р. – 65 %, 2010 р. – 25 %, 2015 – 10 % і 2020 р. (0,5 % від верхньої межі) та повне припинення до 2030 року в розвинених країнах. У різних країнах ухвалені різні рішення щодо цього процесу. Більшість країн Західної та Центральної Європи прискорили процес відмови від ГХФВ. У багатьох інших розвинених країнах встановлені нормативи ранньої відмови від використання цих речовин як пропелентів, наприклад розпилювачів у балончиках (в першу чергу мається на увазі R141в). На сьогодні припинено використання R22 (найбільш поширеного на сьогодні хладону) у новому обладнанні, до того ж застосування будь-яких ГХФВ у цьому обладнанні має повністю припинитися до 2020 року. Для країн статті 5 графік передбачає заморожування рівня виробництва та споживання ГХФВ, що був зафіксований у 2009–2010 рр., до 2013 року й повну відмову – до 2040 року з наступним розподілом по роках – 2015 (90 %), 2020 (65 %), 2025 (32,5 %) і 2030 (2,5 %). Що ж до наявного обладнання, де використовуються ГХФВ, то навіть після 2040 року воно може використовуватися і обслуговуватися до списання, якщо тільки інше не встановлене національними правилами (*Montreal Protocol*, 1987; *UNEP*, 2007). Експорт з країн статті 5 до розвинених країн жорстко обмежується відповідно до жорсткого розпорядку, прийнятого для розвинених країн. Фактично, щоб уникнути розділення на продукти для експорту і для внутрішнього споживання і мати можливість користуватися новітніми технологіями спільних підприємств і ліцензійних угод, виявляється, що ряд продуктів у країнах статті 5 слід замінити раніше, ніж це було потрібно спочатку.

Слід звернути увагу на три обставини. По-перше, хладони історично становили лише невелику частку від сумарної кількості речовин, що руйнують озоновий шар, до того ж ХФВ і деякі ГХФВ, що широко застосовувалися як хладони, використовувалися також як витіснювачі аерозолів, піноутворювачів і розчинників, викид яких у атмосферу був набагато більший. По-друге, екологічні міркування потребували не тільки заміни хладонів, але й істотних змін конструктивних рішень, виробничих технологій, монтажу, обслуговування і, нарешті, процедур знищення. Тільки так можна було сподіватися зменшити попадання шкідливих речовин у атмосферу. По-третє, озоновий шар поступово відновлюється,

незважаючи на епізодичні повідомлення про рекордну величину озонних дір в Антарктиді.

Концентрація озону знижувалася, а озонна діра зростала до 1998 року (для визначення меж озонної діри вибраний рівень 220 одиниць Добсона, одна одиниця Добсона відповідає шару озону в 10 мкм за стандартних температури й тиску). Обидва параметри стабілізуються або навіть поліпшуються з 1998 року, але зберігається тенденція до щорічних коливань, особливо помітна у 2002-му і менш помітна у 2006 році. У 1995 році вимірюванням завадив вихід з ладу приладу на орбітальній станції.

Середньорічний розмір Антарктичної діри залежить від ряду чинників, наприклад від значення і коливання вітрів поблизу Південного полюсу, що спричиняють формування полярного вихору, а також рівня зимових температур, що впливають на руйнування і відновлення озону. Результати міжнародних досліджень свідчать, що в цілому спостерігається зниження як нових викидів *OPP*, так і скорочення викидів від залишків попередніх періодів.

Вчені розглядають (рис. 1.11) вимірювання мінімальної концентрації озону і мінімальної площі озону як свідчення картини стабілізації за останні роки і початок відновлення, оскільки обидва параметри досягли якнайгірших значень у 1998 році. Процес відновлення озонного шару стає ще очевиднішим, якщо виходити з середньої величини глобальної кількості озону, а не з даних щодо озону в ізольованому антарктичному вихорі.

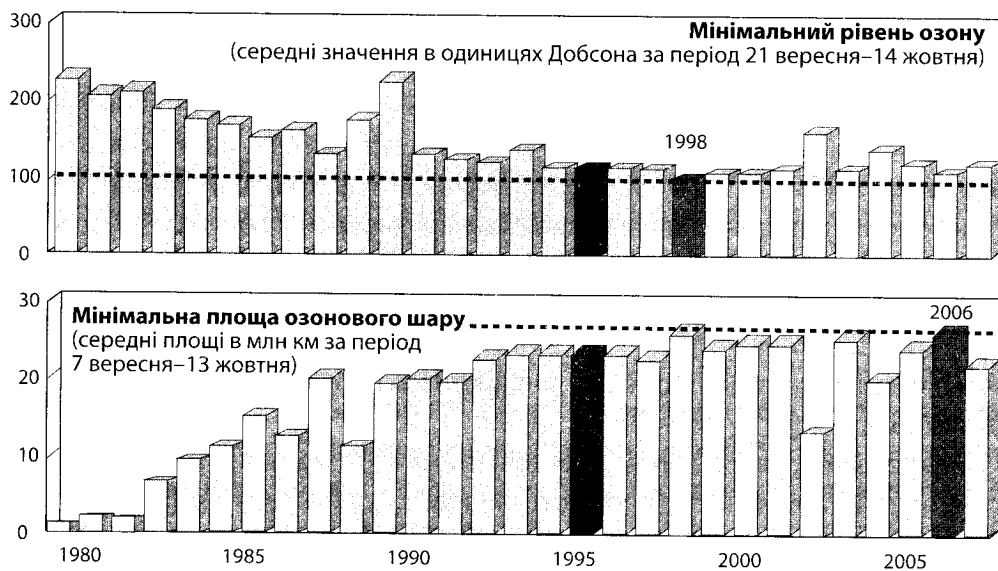


Рис. 1.11. Розвиток озонної діри за даними NASA

Зростання викидів *ОРР* здатне легко інтенсифікувати руйнування озону і затягнути або взагалі унеможливити відновлення шару, а можливості істотно прискорити відновлення дуже обмежені. Особливо зважаючи на те, скільки було раніше випущено ХФВ, галонів і інших *ОРР* з великою тривалістю існування в атмосфері. Ця обставина робить час тривалості існування в атмосфері ($T_{\text{атм}}$) одним з важливих критеріїв під час вибору альтернативних хладагентів. Незважаючи на те, що найбільш бажані короткотермінові значення $T_{\text{атм}}$ (ідеально – менш ніж один рік), занадто малі часи (дні чи тижні) існування речовин в атмосфері погіршують якість повітря, зокрема внаслідок збільшення смогу. Також необхідно взяти до уваги безпечність та вплив на навколишнє середовище продуктів розпаду.

Четверте покоління: протидія глобальному потепленню. Тенденція відновлення озонового шару прямо протилежна ситуації зі зміною клімату (рис. 1.12), яка погіршується. Нові дані щодо глобального потепління і їх політичні наслідки стали предметом широкого обговорення, особливо останнім часом. Четвертий звіт Міжурядової ради із зміни клімату виражає єдину позицію наукового співтовариства: «...потепління клімату є безперечним, це очевидно внаслідок спостереження підвищення середньосвітової температури повітря і океану, розширення меж танення снігу і льоду й підвищення рівня світового океану». Згідно з оцінкою вчених, «...найімовірніше, що глобальне потепління, яке спостережуване з середини ХХ століття, визначається зростанням вмісту антропогенних парникових газів... помітний вплив людської діяльності сьогодні розповсюджується на інші аспекти зміни клімату, зокрема на нагрівання океану, підвищення середньоконтинентальних температур і зміну напрямку вітрів».

Аналіз річних кілець дерев, коралових рифів, проб антарктичного льоду і інших індикаторів показує, що 90-ті роки були найтеплішим десятиліттям в останньому тисячолітті, а ХХ століття виявилось найтеплішим століттям.

Київський протокол, відповідно до Міжнародної рамкової угоди щодо зміни клімату, встановлює певні орієнтири щодо викидів парникових газів (ПГ), що ґрунтуються на розрахункових еквівалентах діоксиду вуглецю, метану, оксидів азоту, ГФВ, перфторвуглеців (ПФВ) і гексафториду сірки. Він не стосується *ОРР* (ними займається Монреальський протокол), хоча деякі з них є вельми потужними ПГ.

Національні закони й норми із застосування Київського протоколу розрізняються, але в цілому вони забороняють викиди хладагентів типу ГФВ і ПФВ, яких можна уникнути, а в деяких країнах регулюють їх використання або оподатковують його. Пізніші заходи (або прийняті, або запропоновані) на регіональному, національному, державному і муніципальному рівнях є жорсткішими.

Ці обмеження знаменують перехід до четвертого покоління хладонів в межах боротьби з глобальним потеплінням.

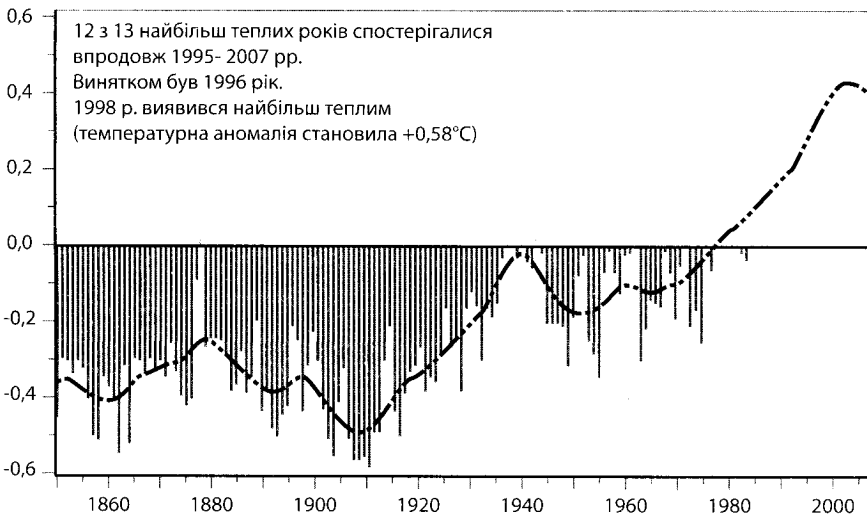


Рис. 1.12. Глобальне підвищення температури

Європейський парламент встановив графік, що передбачав заборону з 2011 року на застосування фторвмісних хладонів (Ф-газів) з коефіцієнтом глобального потепління (*GWP*) більше 150 з розрахунку на 100 років у кондиціонерах для нових моделей автомобілів і з 2017 року – для всіх нових автомобілів. Окрім цього, нові правила потребують періодичної інспекції стаціонарних систем, де використовуються ГФВ. Європарламент відкинув рекомендацію, відповідно до якої передбачалося заборонити до 2006 року використання ГФВ в аерозолях, до 2009 року – для піноутворення і до 2010 року – у стаціонарних кондиціонерах і холодильних установках. Результати голосування – 262 «за» і 368 «проти». Досить міцна підтримка дає змогу прогнозувати перегляд умов у майбутньому, особливо зважаючи на недавні наукові відкриття, що свідчать про прискорення змін клімату. Безпосереднім результатом була заборона на використання R134a у транспортних кондиціонерах – його найбільшій сфері застосування, до того ж, якщо говорити про холодильну техніку, пов'язане з найбільшими викидами в атмосферу. Прийнятий низький рівень *GWP* свідомо дає змогу використовувати такий ГФВ, як R152a, незважаючи на його займістість. Рішення по Ф-газах санкціонують також жорсткіші національні правила, деякі з яких забороняють використання ГФВ у великих системах і чилерах, а також вводять диференційоване оподаткування ГФВ залежно від їх *GWP*. Ряд європейських асоціацій лобіює введення жорсткіших заходів зі скорочення викидів парникових газів. На таких обмеженнях у місцевому

і регіональному масштабах наполягає також ряд штатів і міст США, хоча ще не до кінця зрозуміло, який внесок у парниковий ефект вносять окремі ГФВ. Каліфорнія, найбільший штат за кількістю населення, часто виступає з різними ініціативами. В кінці 2006 року там прийнято закон, який вперше в США вводить обмеження на діяльність виробничих, перероблювальних і побутових підприємств, щоб до 2020 року повернутися до обсягу викидів парникових газів на рівні 1990 року. Закон вимагає від властей штату затвердити конкретні контрольні цифри, зокрема для холодильних установок і автомобільних кондиціонерів. Як мінімум вісім штатів готові слідувати за ініціативою Каліфорнії, що обмежує застосування і викиди ГФВ. Ряд штатів північно-східного регіону і атлантичного побережжя уклали у 2007 році договір, який обмежує викиди електростанцій і підтримує торгівлю квотами між підприємцями, а губернатори п'яти штатів виступили в тому ж році з ініціативою протидії змінам клімату для західного регіону.

1.5.4.2. Нове покоління хладонів

Виробники хладонів швидко відгукнулися на директиву щодо Ф-газів, оголосивши про нові хладони. Принаймні три виробники – *DuPont*, *Honeywell*, *Ineos Fluor* – у 2006 році оголосили про власні розробки у сфері нових робочих тіл, які відповідають вимозі $GWP < 150$. Оскільки ринок хладонів для автомобільних кондиціонерів вельми великий, не доводиться дивуватися з того, що більшість компаній, що їх виробляють, шукають свої рішення, особливо тепер, коли найбільші компанії розраховують, що зможуть відповідати вимогам щодо Ф-газів.

Ряд компаній опублікували попередні дані щодо безпечності та ефективності розроблених ними хладонів, але з конкурентних міркувань вони не розкривають повністю їх склад. Втім, іноді їх властивості до кінця не відомі. Деяка інформація як про однокомпонентні, так і про сумішеві хладони міститься в патентах. У табл. 1.3 представлено перелік хладонів, який, на думку авторів, можуть увійти до наступного покоління. Для реального використання ряду хладонів будуть потрібні речовини, що забезпечують їх сумісність із системою (наприклад, антивспінювачі, дезактиватори металевих поверхонь, стабілізатори, інгібітори, домішки тощо).

Багато виробників, якщо не всі, припускають, що рішення, в яких взято до уваги вимоги до Ф-газів, можуть знайти додаткове застосування. Так, фірми *DuPont*, *Miurental* і *Singh* спеціально обумовлюють можливість багатоваріантного застосування хладонів як для кондиціонерів і холодильних установок, так і піноутворювачів і полум'ягасників, до того ж не жертвуючи безпекою, стійкістю і ефективністю. За видимою легкістю цього твердження

стоять величезні інвестиції в розробку третього покоління хладонів і відповідних змащувальних мастил, в оптимізацію виготовлення виробничих установок, в доопрацювання і пристосування обладнання і окремих його компонентів, а також у навчання фахівців з монтажу, експлуатації та сервісу. Швидка відповідь на обмеження *GWP* для Ф-газів, призначених для транспортних кондиціонерів, що поклала початок новому поколінню, дає підставу сподіватися на існування хладонів, розрахованих на більш довгострокову перспективу, ніж та, яка відповідає Кіотському й Монреальському протоколам.

Водночас необхідно брати до уваги чотири вельми важливі міркування.

По-перше, раніше виробники вже займалися дослідженням ряду серйозних можливих хладонів-замінників. Так, відомо, що дані щодо хладонів, що не руйнують озон і призначені для заміни ХФВ, наприклад щодо R134a у домашніх холодильниках, були відомі ще раніше ніж за 10 років до Монреальського протоколу. За винятком компонентів сумішей (наприклад, R152a в R500 и R23 в R503), промисловість уникала компоненти класу ГФВ з причини проблем, пов'язаних із мастилом, ще до того, як стали відмовлятися від *ОРР*, хоча ГФВ розглядалися як можливі робочі тіла ще з 1928 року.

По-друге, альтернативні хладони зазвичай менш енергоефективні, ніж їх попередники. За рідкісним винятком, вираш в ефективності обладнання на альтернативних хладонах залежить не від властивостей нового робочого тіла, а від конструктивного вдосконалення обладнання. Просто кажучи, оптимізація обладнання на старих хладонах у багатьох випадках забезпечує вищу ефективність, а альтернативні речовини звужують можливості подальшого її зростання.

По-третьє, ні один з наявних і перспективних альтернативних хладонів не є ідеальним, і відкриття таких маловірогідне і в майбутньому. Вказані обмеження приводять до нових компромісів між екологічними характеристиками, безпечністю, вартістю й іншими параметрами. Фактично вони звужують кількість наявних варіантів.

По-четверте, у зв'язку з появою нових хладонів виникають цікаві питання про компроміс між екологічними цілями, що суперечать одна одній, а також між екологією, безпечністю й сумісністю матеріалів (*баланс між екологічними критеріями*).

Відмова від *ОРР* зменшує можливості боротьби зі зміною клімату від прямих або непрямих наслідків, наприклад викидів, пов'язаних з енергетикою.

Таблиця 1.3. Чисті речовини й компоненти сумішей – можливі хладони з низьким потенціалом глобального потепління

Хладони	Плюси й мінуси
Природні хладони: NH_3 , CO_2 , HCS, H_2O , повітря	Ефективні, проте NH_3 і HCS займисті
HFCs з низьким значенням GWP: R32, R152a, R161...	Займистість; більшість негорючих сполук мають високий GWP
Гідрофторофіри HFES	Дотепер розчаровують
Вуглеводні й гідрофіри HCS, HFS: R290, R600, RE170	Займистість Короткий час життя в атмосфері, відповідно, низький GWP.
Ненасичені сполуки (олефіни): R1234yf...	Займистість, токсичність, сумісність з матеріалами майже не вивчені
Гідрофториддвуглеці, фториддвуглеці HFICS, FICS: R311 (CH_2FI), R1311 (CF_3I)...	Висока ціна; $\text{GWP} > 0$, проте їх допускає Монреальський протокол. Деякі речовини токсичні
Фторовані спирти (–OH) Фторовані кетони (–C=O) –)	Ефективність, займистість, токсичність, сумісність ще не вивчені
Інші сполуки	Ідеальних хладонів немає

Як приклад цілей, що взаємно суперечать, розглянемо ситуацію з R1311 (CF_3I – фториддвуглець, ФІВ) – потенційним компонентом для автомобільних агентів з низьким потенціалом глобального потеплення GWP – і з R123 (ГХФВ) як хладоном для чилерів. Обидва хладони мають короткий термін життя в атмосфері, мале значення GWP, малотоксичні, незаймисті, можуть бути ефективно використані для погашення полум'я. Проте обидва мають низьку, але не нульову величину ODP: озоноруйнуючий потенціал (R1311) – від 0,011 до 0,018 (модельовані значення для різних довгот і широт викиду); R123 – найвемпіричне значення 0,02 (модельоване – 0,012). Як домішка в суміші фторованих олефінів (ненасичених алкенів), для зменшення їх займистості й одночасно зниження ODP і GWP R1311 здається перспективним. Будучи OPP, хоч і з досить низьким значенням, R1311, не підпадає під дію Монреальського протоколу, оскільки не мав промислового застосування в 1992 році, коли в протокол востаннє вносилися нові речовини. R123 – найефективніший хладон для водоохолоджувачів, якщо не зважати на R11 і R141b, але останні два мають істотно вищі значення ODP і GWP. Проте застосування R123 як OPP вже заборонене у Європі. Крім того, передбачена заборона на його застосування в нових чилерах у країнах, не зазначених у розділі 5 Протоколу до 2020 року, а в зазначених – до 2040-го. І це за умови, що R123 досить слабо впливає на навколишнє середовище завдяки низькому ODP, досить низькому GWP, дуже

короткому терміну існування в атмосфері, малому обсягу витоків із сучасних чилерів, а також високій ефективності. Монреальський протокол дозволяє його обмежене застосування в сервісних цілях до 2030 року в країнах, не зазначених у розділі 5. Він не накладає обмежень (ніде!) на продовження його використання в експлуатації і сервісі наявного обладнання, а також на його зберігання і утилізацію. Ці приклади демонструють конфлікт між двома екологічними завданнями: збереженням озонового шару і запобіганням зміні клімату. Є як мінімум одна причина для обґрунтування необхідності перегляду колишніх пропозицій заборони всіх *ОПП*. Наголошується, що «виробництво і застосування ряду хімічних речовин, безпеку яких для озонового шару можна визнати доведеною, можуть бути дозволені внесенням коректив у Протокол». Зіставивши можливі сценарії руйнування стратосферного озону і зміни клімату, можна зробити висновок, що рішення проблем, пов'язаних із глобальним потеплінням, в цілому більш актуальне. У ряді випадків кроки в боротьбі за збереження озонового шару мають досить позитивний характер, але здатні істотно сприяти глобальному потепленню. Звичайно ж, важливі обидва екологічні завдання, але, на жаль, поки немає ідеальних альтернативних хладонів, здатних вирішити обидві проблеми одночасно, що вимушує шукати компромісні рішення, які мінімізують сумарний ризик. Мабуть, немає іншого шляху, окрім як обережно і науково обґрунтовано внести певні корективи в Протокол, незважаючи на високу трудність ухвалення подібних рішень, пов'язаних із політикою.

Відомо, що для заміни R22, найбільш вживаного сьогодні хладону, виробники орієнтувалися перш за все на R410A – суміш двох ГФВ (R32 і R125). Хоча *ODP* цієї суміші практично нульова, її *GWP* зростає на 16 % (з 1800 до 2100) за столітній проміжок часу. До того ж у разі її застосування ефективність звичайних повітряних кондиціонерів, що працюють на простому циклі, падає на 6 %. Удосконалення обладнання, особливо зважаючи на інтенсивну тепловіддачу суміші, здатне на деякий час виправити ситуацію за стандартних умов, але подальші перспективи не дуже оптимістичні. Крім того, ефективність R410A падає з підвищенням температури навколишнього середовища швидше, ніж у R22, особливо у міру наближення до критичної температури R125. У результаті пікове сезонне енергоспоживання для систем повітряохолодження на R410A зростає. З цієї точки зору збільшується привабливість R32 і ряду сумішей, що його містять. Вони хоч і обмежено займісті, та мають вищу ефективність і нижчий *GWP*.

Фторолефіни, наприклад ті, що розглядаються для застосування як хладони для автомобільних кондиціонерів з низьким *GWP*, як правило, активніші хімічно, ніж сполуки, тільки із зв'язками «вуглець-вуглець». Ця активність веде до їх коротшого терміну життя в атмосфері, нижчого *ODP* (для тих з них, що

містять хлор, бром або йод) і нижчого *GWP*, але одночасно і до зниження їх стабільності та підвищення токсичності. Аналогічно речовини з найнижчими значеннями *GWP* зазвичай розкладаються біля поверхні Землі, недалеко від місця витоку. Деякі з них можуть сприяти утворенню смогу, інші можуть розкладатися, утворюючи (безпосередньо або каталітично) речовини з більш високим *GWP*. В цьому випадку можна говорити про так званій непрямий *GWP*. Для більшості низькомолекулярних вуглеводнів – алканів і олефінів (алкенів) – значення непрямих *GWP* виявляються вищими, ніж у первинних з'єднань, до того ж визначення інтегральних величин ускладнює те, що вони залежать від температури, географічних координат і присутності у атмосфері інших речовин.

Наукові досягнення, вимоги законодавства і тиск ринку майже напевно приведуть до появи хладонів четвертого покоління. Нове покоління хладонів, окрім наявних критеріїв безпечності й сумісності з матеріалами, має задовольняти вимозі низьких значень *GWP* (менше 150 для 100-річного періоду). Ще одним екологічним критерієм вибору є досить короткий (але і не дуже малий) час життя хладону в атмосфері, що важливо для фторвмісних хімічних сполук. Важливо ще й те, що нове покоління хладонів має характеризуватися високою енергетичною ефективністю, щоб не допустити сумарного збільшення емісії парникових газів за рахунок невеликого виграшу внаслідок невеликого *GWP*. Хоча нинішній законодавчий прес зачіпає тільки мобільні повітряні кондиціонери, майже очевидно, що вже в найближчому майбутньому ці жорсткі вимоги поширюються і на інше холодильне обладнання. Безліч хладонів, які зараз ще розглядаються як альтернативні, зокрема *HCFC*, вже найближчим часом можуть стати непотрібними. Обмежений вибір життєздатних варіантів потребує узгодженого колективного розгляду суті предмету, зокрема відповідності всім екологічним вимогам з подальшою інтегральною оцінкою, яка б унеможливила ризик від нехтування невеликими або навіть непомітними діями окремих чинників.

1.5.5. Джерела низькопотенційної теплоти

Загальнодоступним джерелом низькопотенційної теплоти, яке широко використовують для малих ТНУ, є атмосферне повітря. Однак низькі значення температури повітря, теплоємності та коефіцієнта тепловіддачі не дають можливості досягти показників енергетичної ефективності достатнього рівня у великих установках, зокрема теплонасосні станції (ТНС), до випарників яких необхідно підводити великі теплові потоки.

Великі незамерзаючі водоймища, Чорне та Азовське моря, озера і штучні водоймища є дуже цінними як джерела теплоти для ТНУ. На чорноморському

узбережжі Криму діють ТНУ на морській воді, температура якої взимку не знижується нижче за 8 °С. Найефективнішим є цілорічне використання теплоти морської води (температура влітку 20–25 °С) для забезпечення за допомогою ТНУ гарячого водопостачання в південних містах та на курортах, де це навантаження складає значну частину загального енергоспоживання.

Джерелом низькопотенційної теплоти можуть служити слабомінералізовані геотермальні води, сонячна енергія, що накопичується за допомогою геліоустановок та акумуляторів теплоти.

Однак основним джерелом теплоти для великих ТНУ слід вважати штучні джерела – теплові відходи. Швидке зростання споживання енергоресурсів виснажує природні багатства і призводить до теплового забруднення біосфери. Наприклад, теплові електростанції, у тому числі АЕС, втрачають з охолоджувальною водою 50–55 % енергії палива.

Іноді вирішальним чинником у виборі майданчика для будівництва ТЕС (АЕС) стають природні водойми, здатні без особливої шкоди сприйняти значну викидну теплоту. Промислові підприємства споживають величезну кількість води для охолодження машин і робочих тіл у різних технологічних процесах. Витрата оборотної води становить 61 % води, що використовується всією промисловістю. Ці «теплові ріки» цілий рік мають температуру 20–40 °С, що практично не дає можливості використовувати теплоту безпосередньо. Ця величезна кількість води охолоджується у градирнях або в інших випарних охолоджувачах, віддаючи в атмосферу разом з теплою частину води у вигляді пари.

При заміні градирень випарниками ТНУ ступінь охолодження води (пад температури) при збереженні її витрати також має залишатися в середньому близько 10 °С.

Концентрацію теплових потоків у системах оборотного водопостачання можна визначити на прикладі одного з найбільших автомобільних заводів. Загальна витрата оборотної води досягає 75 тис. м³, організована у водоблоках по 10–12 тис. м³/год. Вода надходить на охолодження з температурою 30–40 °С цілорічно і охолоджується до температури 15–20 °С. У цілому по заводу в атмосферу викидається 1 300 МВт теплоти.

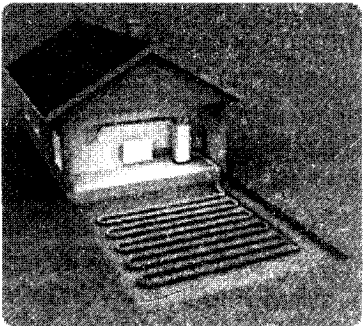

Нафтопереробні і хімічні заводи також є потужними джерелами вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР).

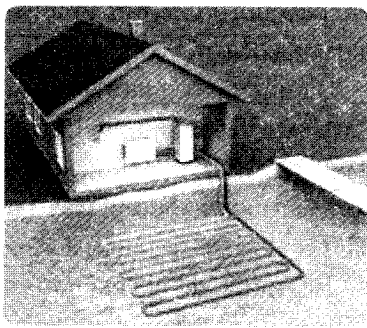
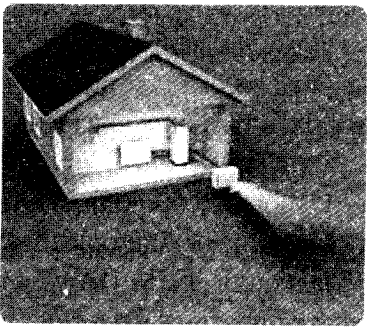
Джерела теплоти ВЕР можна використовувати в аміачних перетворювачах теплоти (АПТ) та в теплонасосних установках. У теплонасосних установках можна використовувати низькотемпературну теплоту (20–60 °С), для АПТ – низько- і середньопотенційну на рівні 80–160 °С, а також високопотенційну теплоту (160–400 °С). Особливо актуальною проблемою є утилізація теплоти, що знаходиться в технологічній оборотній воді.

Якщо орієнтовно вважати, що в загальній (по країні) витраті оборотного водопостачання охолоджується лише 75 % води, тобто приблизно 120 км³ на рік (за рівнем 1985 року), а температурний перепад дорівнює 10 °С, то організоване скидання низькотемпературної теплоти промисловістю становить понад 5 млрд. ГДж на рік. Вода, що одноразово використовується промисловими підприємствами (близько 40 % всього об'єму), врешті-решт через каналізацію потрапляє в природні водойми.

За сучасними вимогами до захисту навколишнього середовища, промислові і комунально-побутові стоки перед скиданням у водойми мають проходити складну систему очищення на водоочисних спорудах або станціях аерації (у великих містах). Багато мільйонів кубічних метрів води скидається в ріки, затоки та водойми разом з теплою, яку можна використовувати в ТНУ і перетворювати низькопотенційну теплоту на теплоту вищої температури, здатну зменшити витрати палива.

Види джерел теплоти для теплового насоса

Грунт		
<p>Не потрібне буровлення. Грунт має стабільну температуру. Низькі витрати на установку</p>	<p>Тепловий насос збирає теплоту ґрунту за допомогою колектора, покладеного на глибину біля метра</p>	
Свердловина		
<p>Немає необхідності у великій ділянці. Свердловина має стабільну температуру протягом усього року. Не впливає на ділянку</p>	<p>При використанні свердловини як джерела теплоти, у неї опускається колектор, що має U-подібну форму. Не обов'язково використовувати одну дуже глибоку свердловину, можна пробурити декілька неглибоких, більш дешевих свердловин, головне одержати загальну розрахункову глибину</p>	

Водойма		
Немає необхідності у великій ділянці. Водойма має стабільну температуру. Не впливає на ділянку	Використовується колектор, покладений на дно водойми щоб збирати сонячну теплоту, накопичену за літо. Принцип той же, що й у випадку із ґрунтовим колектором	
Повітря		
Низькі витрати на установку. Не впливає на ділянку	Використання повітряного теплового насоса звільняє від необхідності бурити або копати. Замість цього одержуємо теплоту з навколишнього повітря за допомогою зовнішнього блоку. Всі ключові комплектуючі перебувають усередині будинку, що запобігає їх від ушкодження	

1.6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПЕРЕДУМОВИ РОЗВИТКУ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

На думку професора В. О. Мазура існують три сценарії розвитку енергетичної політики в Україні.

Перший сценарій, песимістичний, або незалежний, відбувається, коли кожна галузь має власні ресурси енергії і прагне розв'язати власні проблеми, дбаючи тільки про свої інтереси. В умовах обмеженості ресурсів задовольнити усіх споживачів або навіть мінімізувати дефіцит попиту і пропозицій неможливо.

Другий сценарій, реалістичний, або інтеграційний, використовує ідею каскадування, сенс якої полягає в організації ресурсних циклів, де теплота від високопотенційних джерел використовується спочатку для вирішення власних технологічних завдань, а потім решта ресурсів не втрачається безслідно, йдучи на підігрів навколишнього середовища, а утилізується для виконання інших завдань енергетичного забезпечення. Отже, ідея каскадування полягає у тому, що одна і та сама кількість теплоти використовується кілька разів, а фінансові витрати на початкове виробництво цієї теплоти слід робити тільки один раз.

Третій – оптимістичний сценарій, або сценарій підсилення, який передбачає використання теплоти низькопотенціальних джерел для нарощування

витраченого енергетичного потенціалу за допомогою застосування ідеї теплового насоса.

Загальна кількість теплових насосів у світі, за оцінками експертів, складає близько 55 мільйонів. Їх розподілення по країнах нерівномірне, і головні споживачі – це США (9 млн.) і Японія (40 млн.). У цих країнах ТН використовуються як з метою опалення, так і охолодження. У Центральній і Північній Європі ТН застосовують головним чином для опалення.

Великий досвід експлуатації теплових насосів в різних галузях промисловості розвинутих країн свідчить про те, що теплові насоси порівняно з котельними економлять 30–70 кг палива на вироблену 1 МВт·год. теплоти. Виникає питання, чому так відбувається? Якщо переваги ТН очевидні, чому ТН поширилися і не витіснили традиційні системи опалення, причому за кордоном термін окупності капітальних вкладень у теплонасосні установки дорівнює двом-десяти рокам, тоді як в Україні при такій самій економії палива він становить 15–20 років.

Основною причиною є те, що за досягнення високої термодинамічної ефективності необхідно розплачуватися складністю, відповідно, високою ціною обладнання ТНУ. Тому конкуренція між термодинамічною та економічною ефективністю найчастіше закінчується перемогою споживача, зацікавленого, в першу чергу, у мінімальних фінансових витратах. Більш повний перелік чинників, які визначають можливість успішного впровадження ТН, такий:

- низький рівень витрат на експлуатацію і монтаж теплонасосного обладнання;
- раціональні масогабаритні характеристики;
- використання озононеруйнівних екологічно безпечних робочих тіл;
- надійність і простота експлуатації;
- можливість застосування в існуючих системах теплопостачання;
- наявність виробничих потужностей для виробництва елементів ТН-систем.

Зацікавленість виробників теплонасосного обладнання в досягненні компромісу між економічними і термодинамічними показниками стимулюють два взаємозв'язані процеси. Перший – покращення цінових показників продукції виробництва для забезпечення конкурентоспроможності з існуючими системами теплопостачання. Другий – підвищення ефективності перетворення енергії для заданої конфігурації теплонасосної системи. Подані нижче (див. табл. 1.4.) усереднені оптимальні характеристики теплових насосів, що можуть бути розроблені і виготовлені на сучасному рівні машинобудування, дозволяють оптимістично оцінювати перспективи конкуренції з електрообігрівальними системами, в яких коефіцієнт трансформації близький до одиниці.

Таблиця 1.4. Оптимальний рівень сучасних показників ТН

Показники	Режим охолодження	Режим опалення
Конденсатор (°С)	37	45
Випарник (°С)	8	7
Коефіцієнт термотрансформації	6,5	5,8
Максимально досяжний коефіцієнт термотрансформації	9,7	8,3
Відведена теплота (кВт)	1200	1350

Основний ринковий показник, за яким оцінюється рівень продажу ТН, з точки зору мінімізації витрат на опалення – це співвідношення цін на паливо та електроенергію P . Величина цього співвідношення для різних країн неоднакова: Австрія – 4–6; Швеція – 4–5; Японія – 2–5; США – 4–5 (коливання пов'язані з тарифами день-піч). Докладніше очікуваний характер змін рівнів цін на електроенергію та енергоносії надано на рис. 1.13.

В Україні величина P остаточно ще не встановилася і зараз перебуває в межах 8–10. При досягненні світового рівня цін на енергоносії в Україні величина P знижуватиметься. Для того щоб ТН були ефективними, величина співвідношення P має бути нижчою за 3 – для успішного змагання з високоефективними бойлерами і нижчою за 2,4 – для конкуренції з існуючими бойлерами і опалювальними печами.

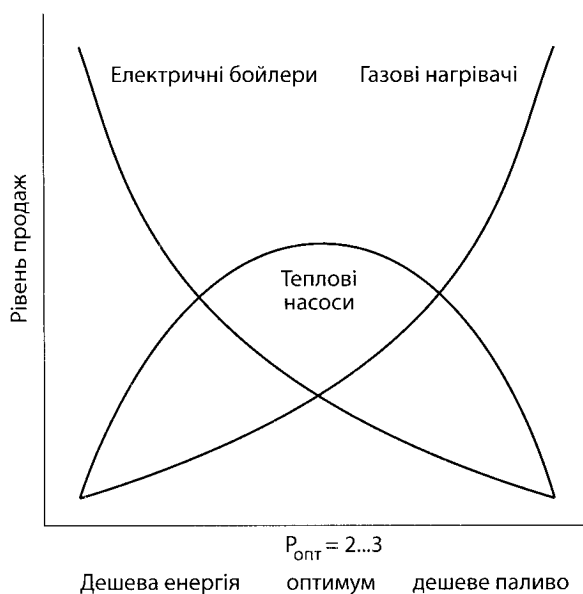


Рис. 1.13. Характер розподілу цін на електроенергію та електроенергії

Для оцінки майбутніх інвестицій в індустрію теплових насосів можна привести такі усереднені дані, характерні для вже існуючих теплонасосних систем. Типова величина теплового потоку, який відводиться до навколишнього середовища, для ТН промислового виробництва знаходиться в межах 25–500 кВт і відповідає цінам від 300 до 1 000 \$ за 1 кВт встановленої потужності. Абсорбційні ТН мають вищі показники порівняно з електричними нагрівачами та економлять споживання енергії приблизно на 20 %. Порівняно з високо-ефективними бойлерами (водонагрівачами), ціни за які становлять 60 \$ за кВт, теплові насоси не витримують конкуренції, якщо розглядати їх як альтернативу опалювальним системам. Проте їх конкурентоспроможність можна підвищити за рахунок комбінованого тепло- і холодопостачання.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Основні напрямки стратегії вирішення енергетичних проблем в Україні.
2. Які основні принципи законодавства України про енергозбереження?
3. В чому полягає енергетичний менеджмент?
4. Мета та основні етапи енергетичного аудиту.
5. Термодинамічні основи роботи теплонасосних установок.
6. Джерела низькопотенційної теплоти.
7. Схеми теплонасосних установок з парокомпресійними системами.
8. Схеми абсорбційних теплових установок.
9. Приклади схемних рішень застосування теплових насосів в галузях промисловості.
10. Системи акумулювання і транспортування теплоти.
11. Наведіть принципові схеми систем з акумулятором теплової енергії та дайте їх порівняння.
12. В чому полягають переваги використання теплових насосів для опалення житлових і виробничих приміщень?
13. Принцип дії парокомпресійного теплового насоса.
14. Основне призначення елементів парокомпресійного теплового насоса.
15. Режими роботи теплових насосів.
16. Які джерела теплоти використовуються для теплового насоса?
17. Технологічні системи теплового насоса для різних джерел теплоти.
18. Які теплоносії використовуються в трубопровідній мережі опалення з тепловим насосом?
19. Який параметр застосовується для оцінки ефективності роботи теплонасосної установки?
20. Перспективи використання теплових насосів в Україні.
21. Світові тенденції застосування і розвитку теплонасосних установок.

ЛІТЕРАТУРА

- 1.1. Бабакин Б. С. Хладогенти, масла, сервіс холодильних систем: Монографія. – Рязань: Узороч'є. – 2003. – 470 с.
- 1.2. Биков Б. С., Калнинь І. М., Крузе А. С. Холодильні машини та теплові насоси. – М. : Агропромиздат, 1998. – 286 с.
- 1.3. Чумак І. Г., Чепурненко В. П. Холодильні установки/ Видання № 4 в двох томах. – К : Вища школа, 1996. – 560 с.
- 1.4. Чумак І. Г., Чепурненко В. П. Лар'яновський С. Ю. та інш. Холодильні установки. Підручник. – Одеса: Пальміра, 2006. – 552 с.
- 1.5. Курильов Є. С., Оносовський В. В., Румянцев О. Д. Холодильні установки. : С–Пб: Політехника, 2000. – 576 с.
- 1.6. Чумак І. Г., Лар'яновський С. Ю., Парцхаладзе Е. Г., Шляховецький В. М. Холодильні установки для держав з тропічним кліматом. – Київ: Либідь, 1992.
- 1.7. Хмельнюк М. Г., Лар'яновський С. Ю. Холодильні установки/ Навчальний посібник. – Одеса: ОДАХ, 2010. – 99 с.

РОЗДІЛ 2. ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ В ТЕПЛОАСОСНИХ СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

2.1. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ РОБОТИ ТЕПЛОАСОСНИХ УСТАНОВОК

Термодинамічному аналізу циклів та схем теплових насосів присвячені роботи В. С. Мартиновського, В. О. Мазура (Україна), Л. М. Розенфельда, В. М. Бродяньського (Росія), Е. Н. Кемлера, С. Огльбі (США), Б. Еріксона (Швеція) та багатьох інших відомих вчених.

Передача теплоти від одного тіла до іншого при кінцевій різниці температур між ними є типовим необоротним процесом, що супроводжується втраченою працездатності. З погляду загального енергетичного балансу втрата працездатності палива, що витрачається для виробництва і передачі цієї теплоти, є зовсім небажаною. Небажаними є також втрати теплоти при її споживанні. У термодинаміці введено загальну міру для енергетичних ресурсів, здатних при взаємодії з навколишнім середовищем перетворюватися на інші види організованої енергії. Цю міру ресурсів перетворюваної енергії системи було названо ексергією системи.

З першого і другого законів термодинаміки безпосередньо впливає, що у будь-якому стані ексергія системи, також як і енергія, має певні фіксовані значення. Ексергія системи, що перебуває у навколишньому середовищі з постійними параметрами, залишається незмінною лише при оборотному проведенні всіх процесів, які відбуваються як усередині системи, так і при її взаємодії з навколишнім середовищем. Якщо будь-які з цих взаємодій необоротні, то ексергія, відповідно, зменшується. Ця основна властивість ексергії дає можливість розглядати її як міру оборотності того або іншого процесу. Різниця загальної величини ексергії, що вводиться у дану систему ($\varepsilon_{вх}$) та величини ексергії, що виводиться з неї ($\varepsilon_{вих}$), дорівнює сумарним втратам від необоротності процесів перетворення енергії в системі

$$\sum D = \sum \varepsilon_{вх} - \sum \varepsilon_{вих} \geq 0. \quad (2.1)$$

Для оборотних процесів $\sum D = 0$; $\sum \varepsilon_{вх} = \sum \varepsilon_{вих}$. Зменшення ε одразу дає величину втрати енергії і можливість порівняння її з даною кількістю перетворюваної енергії (тобто отримати як абсолютну, так і відносну величину втрати).

Відношення ексергії $\varepsilon_{вих}$, що відводиться із системи, до підведеної ексергії $\varepsilon_{вх}$ являє собою ексергетичний ККД, який характеризує ступінь наближення даного процесу до ідеального.

$$\eta_{\varepsilon} = \sum \varepsilon_{вих} / \sum \varepsilon_{вх} = (\sum \varepsilon_{вх} - \sum D) / \sum \varepsilon_{вх} = 1 - (\sum D / \sum \varepsilon_{вих}) \quad (2.2)$$

У реальному процесі $\eta_{\varepsilon} < 1$.

Тут $\sum D = D_{вн} \pm D_{зовн}$ – відповідно внутрішні та зовнішні необоротності процесів системи.

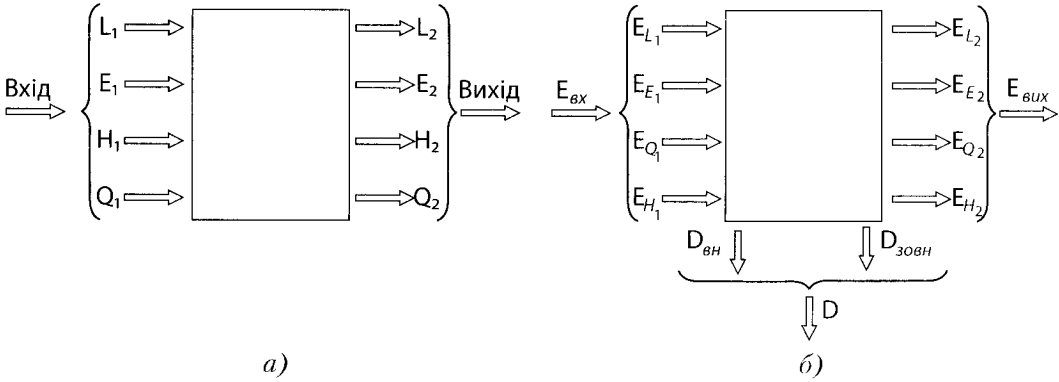


Рис. 2.1. Цикли Карно: а) енергетичний баланс системи; б) ексергетичний баланс системи; L, E, Q, H – відповідно, механічна робота, електрична енергія, теплова енергія, енергія потоку робочого тіла; 1, 2 – індекси параметрів, відповідно, на вході і виході; $E_{вх}, E_{вих}$ – ексергія на вході і виході із системи; E_{L1}, E_{L2} – ексергія механічної роботи; E_{E1}, E_{E2} – ексергія електричної роботи; E_{Q1}, E_{Q2} – ексергія теплоти, E_{H1}, E_{H2} – ексергія енергії потоку робочого тіла; $D, D_{вн}, D_{зовн}$ – відповідно, загальні, внутрішні і зовнішні втрати ексергії

На рис. 2.1 у загальному вигляді показано енергетичні (а) та ексергетичні (б) баланси системи. Такою системою може бути трансформатор теплоти, низькотемпературна установка, тощо. Енергія в таку систему може вводитися або виводитися у вигляді механічної роботи L , електричної енергії E , потоку теплоти Q та енергії потоку робочого тіла H . На основі першого закону термодинаміки енергетичний баланс записується так:

$$(L + E + Q + H)_{вх} = (L + E + Q + H)_{вих} \quad (2.2)$$

У реальних процесах частина енергії переходить у непрацездатну форму і згідно з другим законом термодинаміки теплота, що підводиться до системи, не може повністю перетворитися в роботу так, щоб $Q_{вих} = 0$.

При проектуванні теплонасосних установок важливим показником є коефіцієнт перетворення теплоти

$$\varphi = q_k / l, \quad (2.3)$$

де q_k – питомий тепловий потік у конденсаторі, кДж/кг; l – питома робота системи, кДж/кг.

Для ідеального теплового насоса питомий тепловий потік у конденсаторі q_k дорівнює

$$q_k = T_k \Delta S \text{ або } q_k = q_0 + l, \quad (2.4)$$

де T_k – температура конденсації, К; ΔS – різниця ентропії, кДж/кг · К; q_0 – питома теплота кипіння.

Витрачену у циклі питому роботу l можна визначити за залежністю

$$l = l_{cm} - l_{роз} = (T_k - T_{вин}) \Delta S, \quad (2.5)$$

де l_{cm} , $l_{роз}$ – відповідно, питома робота стиску в компресорі і робота розширення у детандері, кДж/кг; T_k , $T_{вин}$ – відповідно, температури конденсації і випарювання.

Оскільки $q_k > l$ то, можна дійти до висновку, що коефіцієнт перетворення $\varphi > 1$.

Це, в свою чергу, дозволяє зробити такий висновок: відповідно до залежності $\varphi_{id} = T_k / (T_k - T_0)$, при $(T_k - T_0) \rightarrow 0$ коефіцієнт перетворення прямує до нескінченності, тобто $\varphi_{id} \rightarrow \infty$. Останнє не дає можливості використовувати коефіцієнт перетворення як критерій термодинамічної досконалості теплових насосів. У ньому, як і в холодильному коефіцієнті $\varepsilon = q_0 / l$, співвідносяться такі форми енергії, які не можна зіставити за якістю перетворення, та не враховується другий закон термодинаміки: тим меншою, чим меншим є перевищення його температурного рівня над температурою навколишнього середовища $T_{н.с.}$.

При постійній температурі $T (T > T_{н.с.})$ тепловий потік q , його ексергія ε_q та енергія a_q пов'язані такими співвідношеннями:

$$\begin{aligned} q &= \varepsilon_q + a_q, \\ \varepsilon_q &= q(T - T_{н.с.}) / T = q\tau_\varepsilon, \\ a_q &= qT_{н.с.} / T = q(1 - \tau_\varepsilon). \end{aligned} \quad (2.6)$$

Величина $\tau_\varepsilon = (T - T_{н.с.}) / T$, що дорівнює термічному ККД прямого оборотного циклу Карно, є функцією стану термодинамічної системи та навколишнього

$$q_v = h_1 - h_6. \quad (2.9)$$

Корисний тепловий потік, що відводиться ТНУ, складається з теплового потоку, що відводиться у процесі конденсації холодильного агенту

$$q_k = h_2 - h_3 \quad (2.10)$$

та теплового потоку від переохолодження вже сконденсованого холодильного агенту

$$q_{ок} = h_3 - h_4. \quad (2.11)$$

Внутрішня питома робота компресора

$$l_{вн} = h_2 - h_1 = (h_2' - h_1) \eta_l. \quad (2.12)$$

Питома робота електродвигуна компресора

$$l_e = l_{вн} / \eta_{ем} = (h_2' - h_1) / (\eta_l \eta_{ем}), \quad (2.13)$$

де η_l – внутрішній адіабатний ККД компресора; $\eta_{ем}$ – електромеханічний ККД компресора (добуток ККД електродвигуна та механічного ККД компресора).

Коефіцієнт перетворення

$$\varphi = (q_k + q_{ок}) / l_e \text{ або } \varphi = Q / N, \quad (2.14)$$

де Q – тепловий потік, що відводиться від ТНУ (теплова потужність ТНУ), кВт;
 N – електрична потужність приводу компресора ТНУ, кВт.

Масова витрата (в т/год) циркулюючого робочого тіла

$$G_{рт} = 3,6 Q / (q_k + q_{ок}). \quad (2.15)$$

Аналіз ефективності окремих процесів та ТНУ в цілому виконують із застосуванням ексергетичного методу, для чого визначають складові ексергетичного балансу згідно рівняння

$$L + \varepsilon_{qк} = \varepsilon_{qv} + \varepsilon_{qок} + \Sigma D_\varepsilon. \quad (2.16)$$

Ексергія, що підводиться до ТНУ, складається з роботи та ексергії теплового потоку у випарнику

$$\varepsilon_{мд} = \varepsilon_{qv} = q_v \tau_{ex}, \quad (2.17)$$

де $\tau_{\epsilon x}$ – ексергетична температурна функція стану «холодного» джерела теплоти та навколишнього середовища.

Анергія теплового потоку у випарнику

$$a_{\text{від}} = a_{q_v} = q_v (1 - \tau_{\epsilon x}). \quad (2.18)$$

При температурі «холодного джерела» $T_x = T_{\text{н.с.}}$, $\tau_{\epsilon x} = 0$. Тоді $\epsilon_{q_v} = 0$, $a_{q_v} = q_v$. Ексергію, що відводиться від ТНУ, можна обчислити як для сумарного теплового потоку в конденсаторі і переохолоджувачі конденсатора

$$\epsilon_{\text{від}} = (q_k + q_{0k})\tau_{\epsilon}, \quad (2.19)$$

так і для кожного потоку окремо

$$\epsilon_{q_k} = q_k \tau_{\epsilon k}; \quad \epsilon_{q_{0k}} = q_{0k} \tau_{\epsilon 0k}; \quad \epsilon_{\text{від}} = \epsilon_{q_k} + \epsilon_{q_{0k}}. \quad (2.20)$$

Розрахунки за формулами (2.6) та (2.19) ідентичні, оскільки ексергетична температурна функція τ_{ϵ} стану «гарячого» джерела теплоти при температурі «гарячого» джерела T , постійна, а при змінній T , дорівнює середньозваженому подібних функцій стосовно конденсатора ($\tau_{\epsilon k}$) та охолодника конденсату ($\tau_{\epsilon 0k}$):

$$\tau_{\epsilon} = (q_k \tau_{\epsilon k} + q_{0k} \tau_{\epsilon 0k}) / (q_k + q_{0k}). \quad (2.21)$$

Величину τ_{ϵ} для елементів обладнання при постійних показниках температури джерела та стоку теплоти обчислюють при змінних значеннях температури за допомогою формули

$$\tau_{\epsilon} = (T_{\text{сер}} - T_{\text{н.с.}}) / T_{\text{сер}}, \quad (2.22)$$

де $T_{\text{сер}}$ – середньотермодинамічна температура при нагріванні або охолодженні теплоносія,

$$T_{\text{сер}} = \Delta h / \Delta S; \quad T_{\text{сер}} = (T_1 - T_2) / \ln(T_1 / T_2). \quad (2.23)$$

Анергія, що відводиться від ТНУ, відповідно дорівнює

$$a_{q_k} = q_k (1 - \tau_{\epsilon k}); \quad a_{q_{0k}} = q_{0k} (1 - \tau_{\epsilon 0k}). \quad (2.24)$$

Внутрішні втрати ексергії у приводі компресора і дроселі визначаються залежно від зростання ентропії робочого тіла:

$$\varepsilon_{\text{ком}} = T_{\text{н.с.}} (S_2 - S_1); \varepsilon_{\text{др}} = T_{\text{н.с.}} (S_6 - S_5). \quad (2.25)$$

Зовнішні втрати ексергії в конденсаторі, переохолоджувачі та випарнику, де відбуваються процеси теплообміну, визначаються залежно від різниці початкових та кінцевих значень ексергії, що відводиться в конденсаторі та переохолоджувачі конденсатора або підводиться у випарнику:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\kappa} = \varepsilon_2 - \varepsilon_3 - \varepsilon_{\text{рк}} &= h_2 - h_3 - T_{\text{н.с.}} (S_2 - S_3) - q_{\kappa} \tau_{\text{ек}} = q_{\kappa} (1 - \tau_{\text{ек}}) - T_{\text{н.с.}} (S_2 - S_3) = \\ &= a_{\text{рк}} T_{\text{н.с.}} (S_2 - S_3); \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{о.к.}} &= \varepsilon_3 - \varepsilon_4 - \varepsilon_{\text{о.к.}} = a_{\text{о.к.}} - T_{\text{о.с.}} (S_3 - S_4); \\ \varepsilon_{\text{вин}} &= \varepsilon_6 - \varepsilon_7 + \varepsilon_{\text{вин}} = h_6 - h_7 - T_{\text{н.с.}} (S_6 - S_7) + q_{\text{вин}} \tau_{\text{ек}} = \\ &= T_{\text{н.с.}} (S_7 - S_6) - a_{\text{вин}}. \end{aligned} \quad (2.27)$$

При розрахунку процесів та складових енергетичного та ексергетичного балансів ТНУ значення параметрів робочого тіла (ентальпії, ентропії) у характерних розрахункових точках циклу на термодинамічних діаграмах знаходять за таблицями або діаграмами термодинамічних властивостей робочих тіл залежно від відомих параметрів (T, P) та агрегатного стану.

На основі ексергетичного балансу визначають ексергію, що підводиться та відводиться в кожному елементі обладнання ТНУ, та ефективність (ексергетичний ККД) ТНУ в цілому. Результати ексергетичного аналізу використовують для виявлення найдоцільніших шляхів удосконалення установок, визначення максимальних енергозберігаючих можливостей систем та обчислення безповоротних втрат енергії внаслідок необоротності процесів і циклів.

Ексергетичний ККД теплонасосної установки

$$\begin{aligned} \eta_{\varepsilon\text{ТНУ}} &= \varepsilon_{\text{від}} / \varepsilon_{\text{від}} = (\varepsilon_{\text{рк}} + \varepsilon_{\text{о.к.}}) / \varepsilon_{\text{о.к.}} = \\ &= (q_{\kappa} + q_{\text{о.к.}}) \tau_{\varepsilon\ell} / q_{\text{вин}} \tau_{\varepsilon\lambda}, \end{aligned} \quad (2.28)$$

або з урахуванням коефіцієнту перетворення теплоти

$$\eta_{\varepsilon\text{ТНУ}} = \tau_{\varepsilon\ell} [1/\varphi + (1 - 1/\varphi) \tau_{\varepsilon\lambda}]^{-1}. \quad (2.29)$$

При $\tau_{\varepsilon\lambda} = 0$, $\eta_{\varepsilon\text{ТНУ}} = \varphi \tau_{\varepsilon\ell}$; при $\tau_{\varepsilon\lambda} > 0$ ($T_{\text{ксер}} > T_{\text{н.с.}}$) ексергетичний ККД ТНУ не дорівнює відношенню дійсного та ідеального коефіцієнтів перетворення

$$\eta_{\epsilon\text{TНУ}} \neq \varphi / \varphi_{\text{id}}, \quad (2.30)$$

що пояснюється неврахованістю перетворюваної (працездатної) частини низькопотенціальної теплоти у витратах енергії при визначенні коефіцієнтів перетворення.

Рівняння $\eta_{\epsilon\text{TНУ}} = \varphi$ виконується лише при $T_{\text{ксер}} = T_{\text{н.с.}}$. При збільшенні різниці $(T_{\text{ксер}} - T_{\text{н.с.}})$ і відповідно до значень $\tau_{\text{сх}}$ та $\epsilon_{\text{фит}}$ показник φ стає меншим за значення ККД $\eta_{\epsilon\text{TНУ}}$. Наприклад, згідно з результатами розрахунків, наданих у працях Є. І. Янтовського, при $T_{\text{ксер}} - T_{\text{н.с.}} = 35$ ($t_{\text{ксер}} = -10$ °C, $t_{\text{н.с.}} = 25$ °C) значення φ на 23 % менше за $\eta_{\epsilon\text{TНУ}}$.

Граничний коефіцієнт перетворення, при якому ТНУ є рівноеконімічною за витратою палива з котельними, у випадку $\tau_{\text{сх}} = 0$ можна обчислювати за формулою

$$\varphi_{\text{пр}} = \eta_{\text{кот}} / \eta_{\text{ес}} \cdot \eta_{\text{ел}}, \quad (2.31)$$

що відповідають значенню 2,43 (з округленням – 2,5).

Умовою енергетичної ефективності ТНУ порівняно з котельними на органічному паливі є додержання нерівності $\eta_{\epsilon\text{TНУ}} > \eta_{\text{кот}} \cdot \tau_{\text{сх}} / (\eta_{\text{ес}} \cdot \eta_{\text{ел}})$.

Термодинамічний зміст застосування теплових насосів замість опалювальних печей та котельних. Для опалення та інших низькотемпературних процесів нагрівання потрібна теплота з невеликими значеннями ексергії, наприклад, при температурі повітря всередині приміщень $T_{\text{n}} = 293,15$ K ($t_{\text{n}} = 20$ °C) та середній температурі зовнішнього повітря протягом опалювального періоду

$$T_{\text{н.с.}} = 273,15 - 3,2 \approx 270$$
 K; $\tau_{\text{ен}} \approx 0,08$.

Це означає, що тепловий потік, який підводиться до внутрішнього повітря від опалювальних приладів, складається з 8 % ексергії та 92 % анергії. Для одержання такої малоцінної «суміші» доводиться спалювати паливо, хімічна енергія якого практично повністю є ексергією. Ця ексергія втрачається у процесах горіння палива і теплообміну при великих різницях температур, перетворюючись на анергію і не виконуючи при цьому ніякої роботи. Тому за допомогою теплового насоса можна здобути велику кількість енергетично дешевшої теплоти.

2.2. АТМОСФЕРНЕ ПОВІТРЯ

Незважаючи на те, що атмосферне повітря є найбільш доступним із всіх можливих низькопотенційних джерел теплоти, його температурний потенціал в

холодну пору року все ж таки недостатній для ефективного використання цього джерела в опалювальних теплових насосах. В ряді робіт показано [2.1–2.3], що при температурах зовнішнього повітря нижче мінус 3–5 °С коефіцієнт перетворення знаходиться нижче значень, які прийнятні для енергетично ефективної системи. Відповідні порівняння теплонасосних систем водяного опалення з традиційними котельнями та конденсаційними котлами проведені в роботі [2.4]. При цьому показано, що при порівнянні з традиційною котельнею досить низькі значення (–10 ÷ –15 °С) критичних температур застосування теплових насосів приймають лише у випадку низькотемпературних (панельних, типу «тепла підлога») систем опалення. При порівнянні з конденсаційними котлами критичні температури застосування теплонасосних систем приймають значення 0–10 °С для низькотемпературних та 2–7 °С для звичайних радіаторних систем опалення.

В зв'язку з цим в роботі [2.5] стверджується, що тільки кримські субтропіки в Україні можуть розглядатися як виправдані місця для ефективного застосування теплових насосів з використанням теплоти атмосферного повітря в системах опалення (без використання додаткових джерел енергії). Найбільш простим технічним рішенням в цих випадках є різного роду реверсивні силіт-системи, що працюють на охолодження влітку та на опалення в холодний період року.

Разом з тим, в літній період температурний потенціал атмосферного повітря є досить високим і його в багатьох випадках доцільно використовувати. Наприклад, якщо котельня влітку не працює, виникають проблеми з гарячим водопостачанням. Ці проблеми можна вирішити за допомогою теплового насоса «повітря-вода», встановленого в тепловому пункті, в якому зазвичай готують гарячу воду (рис. 2.3).

В додаток до звичайного обладнання теплового пункту (поз. 1–7) в схему додано тепловий насос 8, в конденсаторі якого підігрівається вода, що циркулює за допомогою насоса 10 між конденсатором ТН і баками-накопичувачами 9.

Тепловий потенціал зовнішнього повітря може бути ефективніше використаний в тепловому насосі, якщо окрім атмосферного повітря використовуються й інші джерела теплоти. Наприклад, приймач теплоти зовнішнього повітря може бути виконаний у вигляді калориферів, встановлених на даху будинку. Теплота від калориферів відводиться гліколем, який циркулює між калорифером і випарником теплового насоса. Під впливом вітру інтенсивність теплопередачі від повітря до гліколя збільшується, крім того, калорифери додатково сприймають теплоту сонячної радіації, що сприяє більш ефективній роботі теплового насоса.

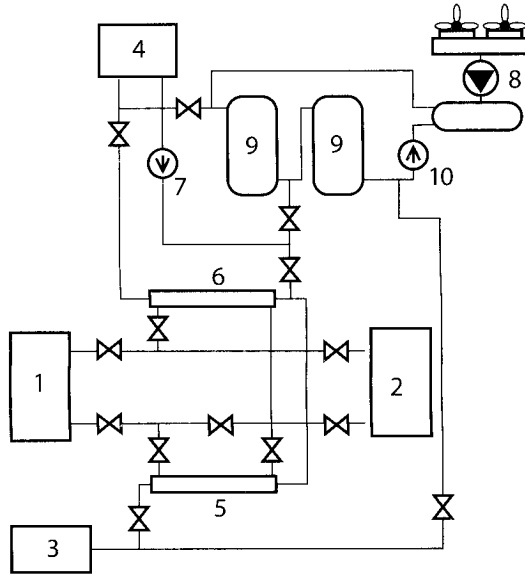


Рис. 2.3. Схема теплового пункту з тепловим насосом «повітря-вода»: 1 – тепла мережа; 2 – система опалення; 3 – холодний водопровід; 4 – система гарячого водопостачання; 5, 6 – водопідігрівачі першої та другої ступені; 7 – циркуляційний насос; 8 – тепловий насос «повітря-вода»; 9 – теплоізольовані баки-накопичувачі гарячої води; 10 – насос контура конденсатора

Використання теплоти атмосферного повітря для систем опалення в умовах України може бути реальним при поєднанні цього джерела з теплою вентиляційних викидів тієї самої будівлі. Позитивний досвід використання такої системи отримано при реалізації проекту теплонасосної системи опалення офісного 4-поверхового будинку в Києві. В проекті використано серійний тепловий насос типу «повітря-вода», який встановлено не на покрівлі будинку, а в спеціальному технічному приміщенні на верхньому поверсі. Свіже повітря забирається припливними установками з повітрязабірної шахти, підігрівається в них і подається в робочі приміщення. Відпрацьоване повітря за допомогою витяжної системи скидається в технічне приміщення, в якому встановлено тепловий насос. В результаті змішування з атмосферним повітрям очікується, що температура повітря на вході в випарник ТН в найбільш морозний період не буде нижче мінус 15 °С, яка є проектною для ТН французької фірми СІАТ.

Опалення приміщень будинку відбувається за допомогою неавтономних конвекторів-кондиціонерів, які з'єднані з тепловим насосом трубопроводами тепло- та холодопостачання. В літній період тепловий насос працює як холодильна машина з повітряним охолодженням конденсатора, а неавтономні кондиціонери забезпечують всі приміщення кондиційованим повітрям.

Реальні можливості розширення температурного діапазону застосування опалювальних теплових насосів з використанням теплоти атмосферного повітря з'являються при використанні теплоти кристалізації води для попереднього підігріву повітря і будуть розглянуті в кінці цієї глави. Ефективність застосування опалювальних теплових насосів з використанням теплоти атмосферного повітря та кристалізації води зростає в зв'язку з введенням нічного тарифу на електроенергію, що дозволяє не тільки підвищити економічні показники системи опалення, а й раціонально вирішити проблему заготівлі льоду для використання його влітку в системі кондиціонування (див. розділ 2.9).

2.3. ВЕНТИЛЯЦІЙНЕ ПОВІТРЯ БУДІВЕЛЬ І СПОРУД

2.3.1. Котеджі та колективні багатопверхові будівлі

Система «вентиляційне повітря-повітря»

Основною перешкодою для використання в Україні серійних атмосферних теплових насосів є невідповідність кліматичних умов України в опалювальний період розрахунковим параметрам (5–7 °С), за яких в режимі підігріву досягається максимальний ККД. Разом з тим, в зимовий час цим розрахунковим параметрам відповідають такі джерела низькопотенційної теплоти, як вентиляційні викиди промислових і громадських об'єктів.

В котеджах та колективних багатопверхових будівлях з постійним проживанням чи перебуванням людей (школи, вузи, лікарні, дитсадки, офіси тощо) вимагає кратність вентиляції за годину від 0,8 до 1 об'єму приміщень, в яких найчастіше перебувають жителі, і кратність вентиляції доходить до 3–4 в бізнес центрах класу «А». Вентиляційне повітря в сучасних будівлях викидається або засмоктується вентиляторами. Така система циркуляції повітря дозволяє не тільки використовувати теплові насоси, але і теплообмінники для безпосереднього нагрівання свіжого повітря відпрацьованим (викидається з температурою близькою до 20 °С – ТН при такій температурі матиме коефіцієнт трансформації між 3 і 4.). В старих житлових будівлях така система не може бути використана ефективно. Винятком можуть бути будівлі з окремими вентиляційними каналами. Найчастіше використовують ТН для гарячого водопостачання і для підігрівання свіжого холодного повітря.

Найбільш вигідним є використання ТН після охолодження повітря в теплообміннику, виготовленому на основі термосифонів, традиційних теплообмінників або типу регенеративного підігрівача Юнгстрема з металевими теплоакumu-

люючими насадками, що обертаються і омиваються послідовно в часі теплим і холодним повітрям. Відпрацьоване повітря спочатку охолоджується в теплообміннику, а потім у випарнику ТН. Свіже повітря спочатку нагрівається в теплообміннику, а потім направляється в конденсатор теплового насоса. Наближено можна вважати, що для індивідуальних будівель витрата теплоти на вентиляцію складає менше $0,3 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \text{ К})$, що відповідає кратності циркуляції від 0,7 до 0,9.

Тепловий насос повинен мати систему розморожування, яка розпочинає роботу при зовнішніх температурах біля мінус $3-5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Монтаж теплового насоса в котеджах можна проводити під дахом, враховуючи невеликі габарити ТН. Слід передбачити захист від шуму. Для цього потрібно розташувати ТН на додатковій підлозі, що складається з 2-х шарів дерева, між якими прокладено шумозахисну ізоляцію. Розміри додаткової підлоги повинні бути в 2–4 рази більшими площі установки ТН. Також монтаж ТН в котеджі можна виконати в гаражі чи підвалі, передбачивши захист від вібрацій і шуму.

При охолодженні повітря утворюється конденсат, який необхідно зібрати та вивести за межі будівлі чи в спеціальний резервуар.

Опалення від ТН *багатоповерхових житлових будинків з використанням повітря* вимагає обов'язкового встановлення додаткового традиційного джерела, яке переважно повинно бути децентралізованим. Тепловий насос може також виконувати функцію кондиціювання повітря влітку (реверсування випарника і конденсатора).

При виборі теплового насоса типу «повітря-повітря» потрібно також звертати увагу на мінімізацію споживання електроенергії вентиляторами та на подолання аеродинамічних опорів повітропроводів. Рекомендується не витрачати на все більше 1 Вт на 1 м^3 повітря за годину. Швидкість повітря в теплообмінниках не повинна перевищувати $2,5 \text{ м/с}$. Для полегшення регулювання рекомендується установка двох компресорів.

Монтаж ТН виконують на території, що прилягає до багатоповерхового будинку або в підвальному приміщенні з прийняттям заходів для зменшення вібрації та шуму. Повітропроводи повинні з'єднуватися з ТН гнучкими елементами. Конденсат від випарника повинен зливатися в каналізацію. Вихід нагрітого повітря в кімнати може бути організований біля зовнішніх стін в основних приміщеннях або через отвори в підлозі чи при виконанні підлоги із матеріалу, який пропускає через себе тепле повітря (термофонний матеріал). Всі повітропроводи повинні дуже ретельно ізолюватися. При проходженні повітропровода через неопалюване приміщення ізоляція повинна бути не менше 50 мм , а через опалюване – $2-3 \text{ мм}$. Всмоктувальні повітропроводи для евакуації відпрацьованого повітря повинні розміщуватися в першу чергу в туалеті, кухні та ванній кімнаті. Їх не можна розміщувати біля дверей неопалюваних приміщень.

Опалювальні прилади допоміжної традиційної системи (переважно електро-нагрівачі) розміщують в кожній кімнаті, яка опалюється. Ні в якому разі такі пристрої не повинні бути під всмоктуючим повітряпроводом.

Тепловий насос «вентиляційне повітря-вода»

Не завжди можливий монтаж повітропроводів в існуючих і нових *котеджних* будівлях, і тому часто використовують для розподілу теплової енергії по приміщеннях воду. В будинках з механічною вентиляцією повітря забирають в технічних приміщеннях (кухня, ванна, туалет тощо) і направляють у випарник ТН. Вода, що нагрівається в конденсаторі ТН, йде в опалювальні прилади, а її температура не повинна перевищувати (бажано!) $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, з метою підтримання високого значення коефіцієнта трансформації. Низька температура теплоносія вимагає збільшення поверхні опалювальних пристроїв, тому найкращим рішенням в нових будівлях є влаштування теплообмінників у підлозі. В старих будівлях потрібно встановити додаткову теплоізоляцію на стіни та замінити вікна, щоб зберегти існуючі радіатори, не збільшуючи їх поверхню теплообміну. ТН на воді має менші габарити.

Потужність теплового насоса вибирається в залежності від витрати вентиляційного повітря, розрахованого на кратність вентиляції $0,7\text{--}0,8$ об'єму приміщення за годину, а в холодні дні включаються традиційні нагрівачі, що розміщуються в кімнатах, або централізований котел.

В *колективних багатопверхових будівлях* використання вентиляційного повітря можливе при наявності вентиляційних каналів в будівлі, тому не у всіх старих будівлях можна використати такі ТН. Слід відмітити, що в будинках з неповним заселенням використання вентиляційного повітря є недоцільним тому що вентиляційного повітря буде недостатньо і його температура впаде нижче рекомендованих мінімальних значень ($15\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Додаткове традиційне джерело енергії на випадок похолодання виконується так, як і в котеджах. В електричних нагрівачах повинен бути встановлений термостат. Пріоритетом регулювання температури в приміщенні є максимальне використання теплового насоса. Проведені за кордоном дослідження (Франція), показали, що використання теплових насосів на вентиляційному повітрі на 40% зменшує споживання електроенергії в порівнянні з прямим електроопаленням.

2.3.2. Підземні споруди

Перепонами для ефективного використання вентиляційного повітря можуть бути тільки суттєві коливання теплового потенціалу, нерегулярність роботи і віддаленість від потенційних споживачів теплоти. Такі недоліки повністю

відсутні для вентиляційних викидів таких підземних об'єктів як метрополітени і вугільні шахти. Завдяки інерційності цих об'єктів в тепловому відношенні температура вентиляційних викидів в найбільш холодну пору року не знижується нижче 12–16 °С що гарантує високі значення коефіцієнта перетворення і конкурентоспроможність ТН. Доцільність використання цього джерела низькопотенціальної теплоти обумовлена також тим, що метрополітени і шахти використовують зовнішню теплову енергію для власних потреб і, таким чином, є однозначними споживачами використовуваної теплоти вентиляційних викидів.

Ефективність застосування теплових насосів в метрополітенах доведена експериментально шляхом розробки і спорудження ІТТФ НАНУ дослідної теплонасосної установки на станції «Майдан Незалежності» Київського метрополітену [2.6]. Дослідна експлуатація установки показала, що в умовах метрополітенів значення коефіцієнта перетворення енергії серійних атмосферних ТН в режимі повітряного опалення значно перевищує паспортне (3,1) і досягає величин 4,9. Термін окупності подібних установок на об'єктах глибокого залягання не перевищує 2 місяці. Основні технічні характеристики базового варіанту теплопостачання і теплонасосної системи наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Основні технічні характеристики базового та теплонасосного варіантів теплопостачання

Найменування показника	Розмірність	Значення		
		Базовий варіант	Теплонасосна система	
			Розрах.	Факт.
Розрахункова температура опалення	°С	21	21	21
Середня теплова потужність опалення приміщень	кВт	26,2	26,2	26,2
Тривалість опалювального періоду	год/рік	4500	4500	4500
Річне споживання тепла	ГДж	424,4	424,4	424,4
Холодопродуктивність ТН для машинного залу	кВт	–	21,6	21,6
Електрична потужність системи охолодження машинного залу і опалення приміщень, що обслуговуються	кВт	30,4	5,6	5,35
Тривалість періоду охолодження машинного залу	год/рік	6935	6935	6935
Річне споживання електроенергії	тис. кВт год	210,82	38,84	37,10
Коефіцієнт трансформації	–	–	5,4/4,7*	5,6/4,9*

* із врахуванням витрат електроенергії в приводі додаткового осьового вентилятора.

Окрім цих показників слід зазначити, що застосування реверсивних ТН в тепловентиляційних системах метрополітена дозволяє сумістити функції окремих систем опалення, вентиляції і кондиціонування в одній теплоасосній системі, спроможній протягом теплого періоду року охолоджувати вентиляційне повітря, що покращує умови роботи персоналу і загальні техніко-економічні показники ТН.

Аналогічна ситуація з використанням теплоти вентиляційних скидних потоків має місце у вугільних шахтах. В роботі [2.6] запропонована система, що допускає майже цілорічне зменшення енергозатрат на штучну теплову обробку повітря, яке подається в шахту (як на підігрів взимку, так і на кондиціонування влітку). Завдяки більш високому, ніж у атмосферного повітря, тепловому потенціалу вихідного вентиляційного повітря шахт енергетична ефективність застосування серійних ТН в умовах, що розглядаються, суттєво перевищує їх паспортні характеристики. Тому для отримання 100 % теплової енергії підготовленого повітря витрата електроенергії на привід компресора не перевищує величину 20–22 % взимку і 30–35 % влітку. Таким чином, навіть при існуванні на шахтах котелень, що працюють на власному твердому паливі, застосування теплоасосних систем може обумовити досягнення не тільки енергозберігаючого, а і економічного ефекту. З урахуванням підвищення ролі енергетичної складової в річних експлуатаційних витратах, протяжність терміну окупності в залежності від співвідношення тарифів на теплову і електричну енергію можна оцінити величиною 7–9 років [2.6].

2.4. ПРИРОДНА ВОДА

2.4.1. Вода артезіанського походження

Артезіанська або ґрунтова вода може бути ідеальним джерелом теплоти для ТН, але рішення щодо використання цього джерела може бути прийняте тільки після проведення на ділянці будівництва гідрогеологічних пошукових робіт, які повинні дати відповідь на наступні питання:

- 1) скільки потрібно свердловин для задоволення потреб теплового насоса в низькопотенційній теплоті;
- 2) який необхідний тиск повинен розвивати насос для закачування використаної води в водоносний горизонт;
- 3) який хімічний склад ґрунтової води.

Відповідь на перше питання потребує інформації щодо необхідної витрати води на тепловий насос, яка може бути визначена за формулою

$$G = \frac{1,1 \cdot 3600 Q_{ТН}}{c_p \Delta t_B} \left(\frac{\varphi - 1}{\varphi} \right), \quad (2.32)$$

де $Q_{ТН}$ – теплова потужність теплового насоса; кВт; φ – коефіцієнт перетворення; c_p – теплоємність води, кДж/(кг · К); 1,1 – коефіцієнт, що враховує можливе зменшення дебету свердловин в процесі експлуатації; Δt_B – різниця температур води на вході та виході з випарника (як правило, приймається 5 °С).

Необхідний тиск, який повинен розвивати насос, залежить від пористості ґрунту водоносного шару (див. табл. 2.2). При недостатній водопроникності ґрунту може знадобитися насос, електрична потужність якого буде співставна з електричною потужністю компресора ТН і тоді використання такого джерела теплоти може бути невиправдане.

Таблиця 2.2. Діапазони значень пористості ґрунтів

Ґрунт	Пористість, %	Ґрунт	Пористість, %
Глина	45–55	Піщаник	5–30
Мул	35–50	Вапняк	1–20
Пісок	25–40	Сланець	0–10
Гравій	25–40	Скеля	<1

Важливо знати хімічний склад артезіанської води, який треба співставити з граничними значеннями інгредієнтів і тільки після цього прийняти рішення про доцільність проведення подальших робіт.

В самому загальному випадку артезіанська вода використовується за схемою [2.5], що наведена на рис. 2.2. У випарник теплового насоса поступає вода із водозабірної свердловини 4, яка пробурена до водоносного шару 3.

Охолоджена у випарнику ТН вода через свердловину 5 і зворотний клапан 7 відводиться в той же водоносний шар. В середині цього шару вода під впливом насосу 6 фільтрується в напрямку водозабірної свердловини 4. На шляху від свердловини 5 до свердловини 4 вода, в результаті теплообміну з ґрунтом, відновлює свою температуру і знову насосом 6 подається до випарника.

Тиск, що розвивається насосом 6, повинен розраховуватись з урахуванням подолання гідравлічного опору системи трубопроводів, випарника ТН і водоносного шару.

Визначальним параметром ефективності теплонасосної установки, що використовує теплоту ґрунтової води, є відстань між водозабірною і приймальною свердловинами. Ця відстань не повинна бути надто великою, щоб гідравлічний опір водоносного шару не був надмірно високим. З іншої сторони, мала відстань

між свердловинами може не забезпечити відновлення температури води за рахунок теплообміну з ґрунтом. Тому при виборі оптимальної відстані між свердловинами слід користуватись рекомендаціями, наведеними в табл. 2.3 [2.5].

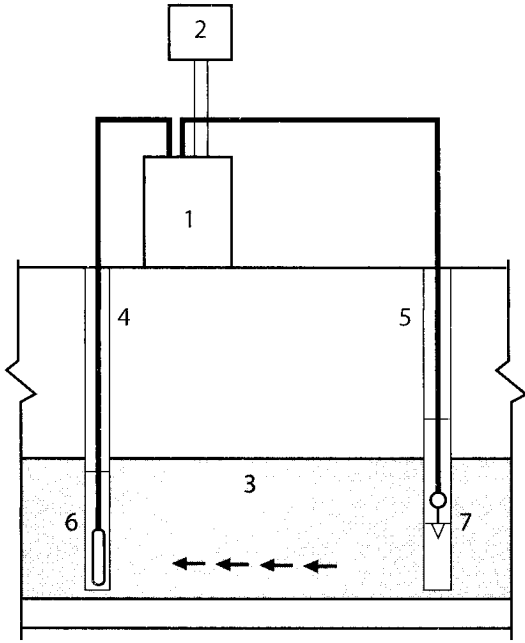


Рис. 2.2. Схема використання теплоти ґрунтової води:

- 1 – тепловий насос; 2 – система опалення; 3 – водоносний шар;
- 4 – водозабірна свердловина;
- 5 – свердловина скидання води;
- 6 – свердловинний насос;
- 7 – зворотний клапан.

Таблиця 2.3. Оптимальна відстань (м) між видобувною та приймальною свердловинами при пористості ґрунту водоносного шару 20 %

Товщина водоносного шару, м	Кількість днів роботи за рік	Відстань між свердловинами, м, при витраті води, м ³ /год								
		2,3	4,6	9,2	13,8	18,4	23	46	115	230
3	100	35	48	69	85	99	111			
	140	39	54	77	94	110	122			
	210	44	61	88	109	127	144			
	280	50	68	100	124	145	125			
6	100	30	41	59	72	84	94			
	140	33	48	67	82	96	108			
	210	39	54	77	95	111	124			
	280	44	61	87	107	126	141			

Товщина водонос- ного шару, м	Кількість днів роботи за рік	Відстань між свердловинами, м, при витраті води, м ³ /год								
		2,3	4,6	9,2	13,8	18,4	23	46	115	230
9	100	26	37	53	63	74	82	117		
	140	30	43	59	73	85	94	136		
	210	36	50	70	85	99	110	157		
	280	41	57	81	97	113	126	178		
12	100	24	33	47	58	67	75	108		
	140	29	38	54	66	77	87	125		
	210	33	46	65	80	92	103	148		
	280	37	54	76	93	106	119	170		
15	100	22	31	44	54	62	68	94	155	217
	140	25	36	50	62	72	80	112	178	251
	210	30	42	60	75	86	94	133	212	301
	280	35	48	70	87	100	108	153	247	350
24	100	17	25	36	45	52	58	81	128	180
	140	21	30	42	52	60	67	94	151	208
	210	25	36	51	63	72	81	115	178	252
	280	29	42	60	74	85	95	136	206	296
30	100	17	23	33	40	47	52	73	116	165
	140	20	27	38	47	54	61	86	136	193
	210	24	32	46	56	65	73	105	162	230
	280	28	37	53	66	76	85	123	187	268

Із таблиці видно, що із збільшенням витрати води, відстань між свердловинами потрібно збільшувати. Ця таблиця справедлива для ґрунтів з пористістю біля 20 %. При пористості 10 % слід збільшувати відстані на 5 %, а при пористості ґрунту 30 % – зменшувати на 5 %.

Якщо при гідрологічних дослідженнях встановлено направлений рух води в водоносному шарі, то приймальну свердловину слід розміщувати на відстані не менше 5 метрів від водозабірної свердловини в напрямку руху води.

Схема використання теплоти ґрунтової води може бути спрощена [2.5], якщо об'єкт з тепловим насосом розташований поблизу водоймища і водоносний шар природним шляхом підживлюється водою із цього водоймища (рис. 2.3).

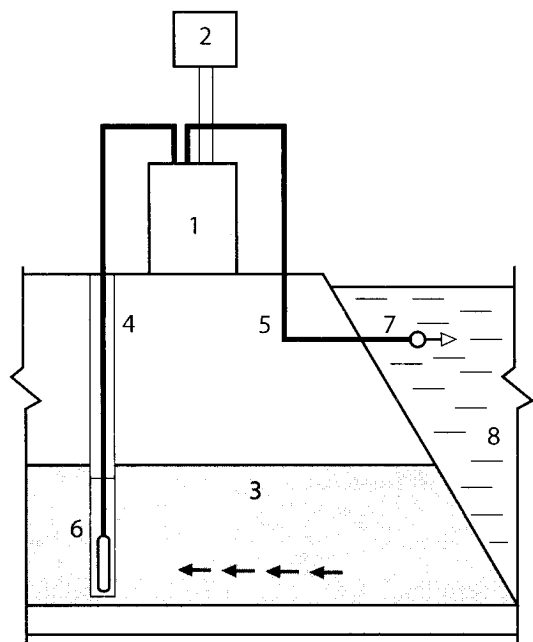


Рис. 2.3. Схема використання теплоти води фільтрату з водойми:

- 1 – тепловий насос; 2 – система опалення; 3 – водоносний шар;
- 4 – водозабірна свердловина;
- 5 – свердловина скидання води;
- 6 – свердловинний насос;
- 7 – зворотний клапан;
- 8 – водойма.

Ця схема відрізняється від попередньої тим, що охолоджена вода скидається не в водоносний шар, а в водоймище, яке гідравлічно зв'язане з водоносним шаром. Для того, щоб холодна вода із водойми не знижувала температуру ґрунтової води, що використовується в тепловому насосі, необхідно бурити свердловину 4 на відстані від берегової лінії згідно з табл. 2.3, вважаючи що водойма подібна до приймальної свердловини.

Якщо якість ґрунтової води не відповідає вимогам виробника теплового насоса і вона вважається умовно агресивною, то в цьому випадку можна використати схему [2.5], що наведена на рис. 2.4. Ґрунтова вода з умовно агресивними властивостями охолоджується в теплообміннику 9, віддаючи теплоту гліколю, що циркулює в проміжному контурі між теплообмінником 9 і випарником ТН. Охолоджена в теплообміннику ґрунтова вода скидається через свердловину 5 у водоносний шар або у водойму, поблизу якої розташовано об'єкт з ТН.

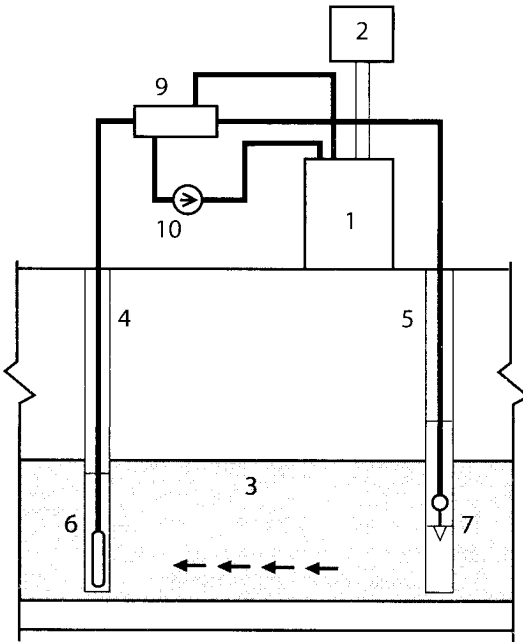


Рис. 2.4. Схема використання теплоти ґрунтової води з агресивними властивостями:

- 1 – тепловий насос; 2 – система опалення; 3 – водоносний шар;
- 4 – водозабірні свердловина; 5 – свердловина скидання води;
- 6 – свердловинний насос; 7 – зворотній клапан;
- 8 – шар ґрунту; 9 – теплообмінник;
- 10 – насос гліколевого контуру.

При використанні теплоти води з агресивними властивостями ефективність теплового насоса знижується і в цьому випадку доцільно розглянути можливість використання інших джерел теплоти і, зокрема, теплоти ґрунту за допомогою ґрунтового теплообмінника.

2.4.2. Вода відкритих водойм

При будівництві будинків поблизу відкритих водойм з'являється можливість використання теплоти цих водойм як джерела низькопотенційної теплоти з перетворенням її в тепловому насосі.

Доцільність такого використання повинна оцінюватись з врахуванням фізичних характеристик застосування теплообмінних пристроїв. При застосуванні звичайних теплообмінників може бути використана схема з проміжним контуром [2.5], зображена на рис. 2.5. В цьому випадку вода із водойми подається зануреним насосом 9 в теплообмінник 7 і скидається назад в водойму. В проміжному контурі, заповненому гліколем, теплота передається з теплообмінника до випарника 2 теплового насоса.

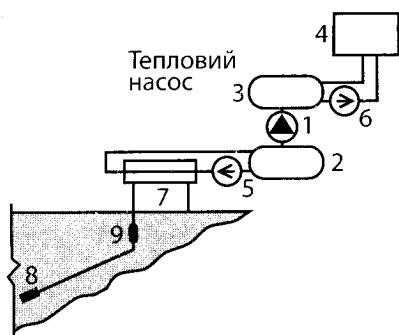


Рис. 2.5. Схема використання теплоти відкритої водойми з проміжним циркуляційним контуром: 1 – компресор теплового насоса; 2 – випарник; 3 – конденсатор; 4 – система опалення; 5, 6 – циркуляційні насоси; 7 – теплообмінник; 8 – фільтр; 9 – занурений насос.

На рис. 2.6 зображена схема установки без проміжного контуру [2.5]. В цьому випадку теплота води відбирається за допомогою опущеної у водойму бухти із поліетиленової труби. При цьому бухта може бути компактною, як на рис. 2.7, або розгорнутою (рис. 2.8).

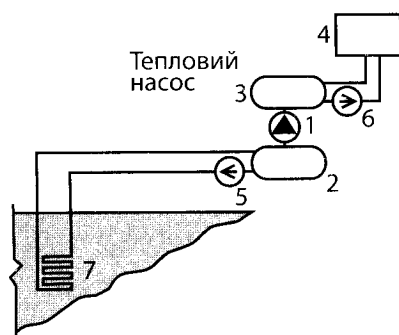


Рис. 2.6. Схема використання теплоти відкритої водойми з теплообмінником, виконаним у вигляді компактної бухти з поліетиленової труби:

1 – компресор теплового насоса; 2 – випарник;
3 – конденсатор; 4 – система опалення;
5, 6 – циркуляційні насоси; 7 – компактна бухта.

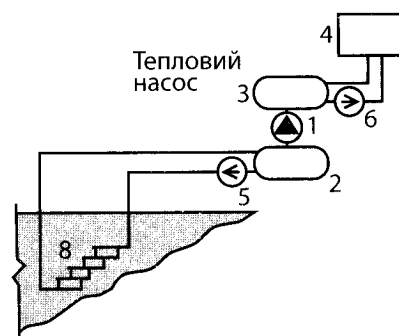


Рис. 2.7. Схема використання теплоти відкритої водойми з теплообмінником, виконаним у вигляді розгорнутої бухти з поліетиленової труби:

1 – компресор теплового насоса; 2 – випарник;
3 – конденсатор; 4 – система опалення;
5, 6 – циркуляційні насоси; 8 – розгорнута бухта.

Для визначення довжини поліетиленової труби, згорнутої в бухту, що занурена в відкриту водойму, може бути використане рівняння [2.5]

$$L = C \Delta t^m, \quad (2.33)$$

де L – довжина поліетиленового трубопроводу, віднесена до 1 кВт теплового потоку від води відкритої водойми до гліколю, що циркулює в трубі;

Δt – різниця температур води в водоймі і середньої температури гліколя, що циркулює всередині поліетиленової труби, °С;

C і m – коефіцієнт і показник ступеню, значення яких наведені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4. Значення C і m в формулі (2.33)

D _з мм	C				m			
	Бухта розгорнута		Бухта компактна		Бухта розгорнута		Бухта компактна	
	Літо	Зима	Літо	Зима	Літо	Зима	Літо	Зима
33	82	51	98	63	-0,78	-0,72	-0,75	-0,71
42	56	46	65	56	-0,64	-0,72	-0,79	-0,70
48	69	48	83	61	-0,72	-0,72	-0,70	-0,73

Формула (2.33) справедлива, якщо потік рідини всередині труби не ламінарний ($Re > 3\,000$). Наведені дані справедливі при розміщенні бухт поліетиленової труби у водоймах з проточною водою і можуть бути використані як у випадку відведення теплоти з водойми взимку, так і у випадку скидання теплоти в водойму від систем кондиціювання влітку.

2.4.3. Використання теплоти поверхневих шарів океанських вод

Світовий океан – найбільший колектор сонячного випромінювання, в якому поміж теплими, поверхневими водами і більш холодними придошними різниця температур досягає 20 °С. Це забезпечує безперервне поповнення запасу теплової енергії, яку принципово можна перетворити на інші види.

Світовий досвід підказує можливість ефективного використання таких схем в умовах тропічних широт, де різниця температур у шарах поверхневої і придошної води становить понад 15 °С і мало змінюється від сезону до сезону. Однак широке запровадження таких систем стримує значна вартість необхідних капіталовкладень, яка зумовлюється дуже складними умовами обслуговування систем у відкритому морі і передачі енергії до берегів, великими розмірами теплообмінників і необхідністю боротьби з біозарощеннями теплообмінної поверхні, у зв'язку з чим понад 50 % потужності може бути витрачено на подолання тертя у трубопроводах.

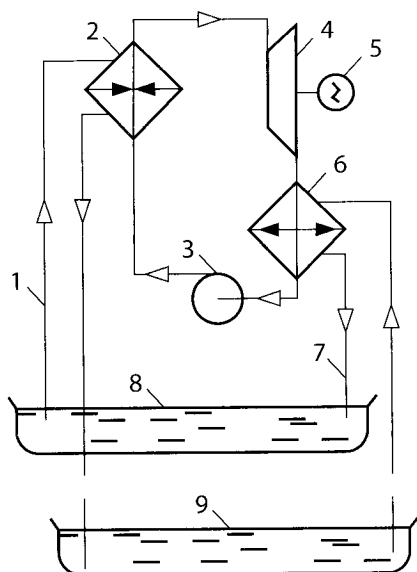


Рис. 2.8. Схема перетворення теплової енергії океану: 1 – подача теплої води; 2 – випарник; 3 – компресор; 4 – турбіна; 5 – генератор; 6 – конденсатор; 7 – подача холодної води; 8 – поверхня океану; 9 – океанські глибини

Для здійснення робочого циклу використовуються робочі рідини, які мають необхідну температуру кипіння, наприклад хладони і навіть вода. У випадку використання води її точка кипіння має бути знижена до температури поверхневих вод шляхом часткового вакуумування. На цьому заснована дія систем відкритого циклу, в якому теплі поверхневі води самі використовуються у вигляді робочого тіла. Побудовані на цьому принципі системи перетворення океанської теплоти використовуються не тільки для виробництва електроенергії, але й для здобування прісної води.

Перехід від експериментальних розробок до широкого промислового впровадження таких систем затримується також у зв'язку з тим, що загальні біологічні наслідки від підняття величезної кількості збагаченої біогенами води у теплі приповерхневі шари ще не відомі. Але ця науково-технічна ідея продовжує притягати увагу вчених і конструкторів, бо не існує жодних серйозних термодинамічних і технічних обмежень, які виключали б можливість успішної роботи таких систем.

2.5. ТЕХНОГЕННА ВОДА ЯК ДЖЕРЕЛО ЕНЕРГІЇ ДЛЯ ТН

2.5.1. Скидна вода ТЕС

Незважаючи на тенденцію децентралізації джерел теплопостачання, яка спостерігається зараз в Україні, основна частина споживачів в великих містах залишається в межах централізованого теплопостачання. Безумовно, що одночасне виробництво електричної і теплової енергії має свої переваги з точки зору ефективності використання палива. Тому системи централізованого теплопостачання, які свого часу набули розвитку і розповсюдження, мають перспективи подальшого існування і потребують вдосконалення. При технічній модернізації цих систем в першу чергу треба враховувати величезні за обсягом втрати низькопотенційної теплоти в системі охолодження технічної води ТЕЦ, ТЕС і АЕС (ці втрати збільшуються в неопалювальний період), а також великі витрати теплоти на підігрів мережної води, що компенсує її втрати в тепловій мережі [2.7].

Перша із вказаних втрат має великий вплив на теплове забруднення навколишнього середовища. При постійному збільшенні споживання енергоресурсів це може в недалекому майбутньому викликати, на думку кліматологів, загрозливу тенденцію з незворотними наслідками. Вирішення цієї проблеми можливе за рахунок використання теплонасосних установок для утилізації скидної теплоти. Теплонасосне перетворення енергії створює кругообіг деякої частини ексергії з використанням енергії навколишнього середовища. В традиційних системах теплопостачання для отримання нової кількості ексергії споживається нова кількість первинних енергоносіїв (палива). В теплонасосних установках значна частина (70–80 %) ексергії виробляється із низькопотенційної теплоти навколишнього середовища з витратою деякої долі (20–30 %) первинної ексергії.

Теплонасосні установки (рис. 2.9, а), реалізуючи зворотний термодинамічний цикл на низькокиплячому робочому тілі, використовують низькопотенційну теплову енергію системи охолодження технічної води ТЕС, АЕС і промислових підприємств, і підвищують її потенціал до рівня, необхідного для систем теплопостачання, витрачаючи значно менше первинної енергії, ніж при прямому спалюванні палива. Баланс потоків енергії для такої схеми наведено на рис. 2.9, б.

Теплонасосні установки можуть використовуватися замість градирні, що окрім утилізації скидної низькопотенціальної теплоти дозволяє збільшити перепад тиску пари в турбіні і, таким чином, підвищити виробництво електроенергії, зменшити витрату технічної води і, відповідно, знизити потужність циркуляційного насоса, встановити оптимальний вакуум і температуру технічної води в конденсаторі.

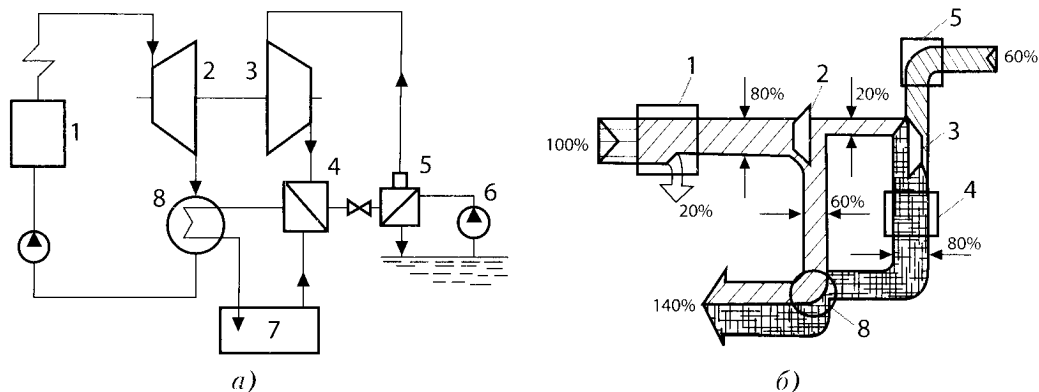


Рис. 2.9. Схема (а) та енергетичний баланс (б) енергозбереження з використанням ТНУ в сукупності ТЕЦ: 1 – котел; 2 – парова турбіна; 3 – компресор; 4 – конденсатор; 5 – випарник; 6 – насоси; 7 – теплоспоживач; 8 – підігрівач води (конденсатор турбіни)

Розрахунки ефективності використання теплонасосної установки [2.7], що встановлена замість градирні на ТЕЦ ВАТ «Іркутськенерго», показали, що додаткові витрати малі, а замість них досягається економія палива і повернення теплоти, яка раніше просто втрачалась. Термін окупності ТНУ оцінюється в діапазоні від 1 року до 3 років.

Економія (заміщення) органічного палива на ТЕЦ може бути досягнута двома шляхами:

- прямим використанням охолоджуючої технічної води ТЕЦ як джерела низькопотенційної теплоти для ТН;
- використанням в якості джерела низькопотенційної теплоти для ТН зворотної мережної води, що повертається на ТЕЦ, з пониженням її температури на 20–25 °С.

Перший спосіб реалізується, коли теплонасосна установка розміщується поблизу ТЕЦ, другий – коли ТНУ розташована біля споживачів теплоти.

2.5.2. Зворотна мережна вода ТЕЦ

Один із способів вдосконалення систем теплофікації полягає у використанні комбінованих схем, що включають ТЕЦ і теплонасосні станції, які використовують теплоту зворотної мережної води ТЕЦ [2.8]. Схема такої системи теплопостачання наведена на рис. 2.10.

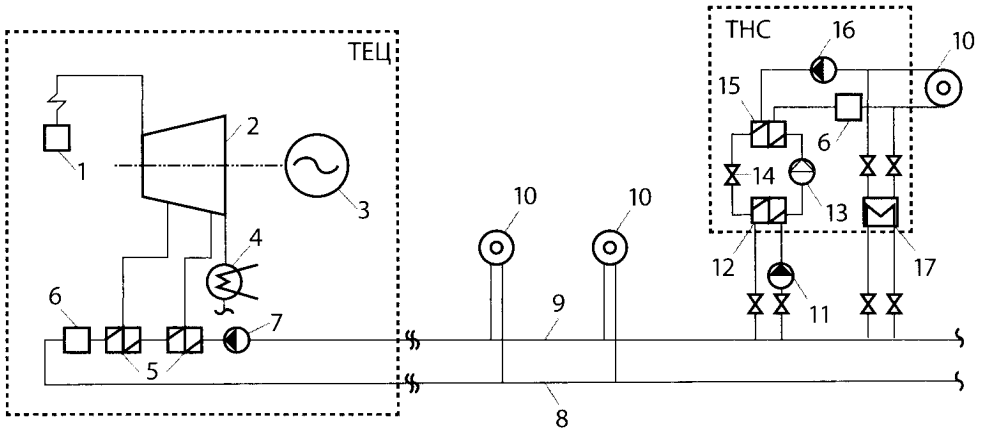


Рис. 2.10. Схема комбінованої системи централізованого теплопостачання: 1 – енергетичний котел; 2 – парова турбіна; 3 – електрогенератор; 4 – конденсатор; 5 – мережіві підігрівачі; 6 – піковий котел; 7, 16 – мережіві насоси; 8 і 9 – магістралі подаючої і зворотної мережної води; 10 – споживачі; 11 – насос; 12 – випарник; 13 – компресор; 14 – вентиль; 15 – конденсатор; 17 – підігрівач системи гарячого водопостачання

Для теплопостачання групи будівель, які не можуть бути підключені до існуючих теплових мереж, споруджується теплонасосна станція з теплонасосною установкою і піковим котлом. Частина зворотної мережної води забирається насосом 11 і подається у випарник ТНУ, де охолоджується. Мережна вода місцевої системи теплопостачання нагрівається в конденсаторі ТНУ, піковому котлі і подається споживачам в опалювальний період. Для покриття навантаження гарячого водопостачання влітку, коли витрати мережної води ТЕЦ значно зменшуються, підключається підігрівник 17, що забезпечує додаткове теплове навантаження ТЕЦ.

До переваг такої схеми слід віднести:

- можливість підключення додаткових споживачів без порушення гідравлічного режиму теплової мережі;
- зниження температури зворотної мережної води, що приводить до збільшення теплового навантаження мережних підігрівачів ТЕЦ і додаткового вироблення електричної енергії на тепловому споживанні;
- зменшенню кількості спалюваного палива для теплопостачання нових об'єктів;
- зниження теплових втрат при транспортуванні мережної води в магістральних трубопроводах.

Оцінка ефективності комбінованої схеми була виконана в [2.8] на прикладі теплопостачання нового мікрорайону міста з тепловим навантаженням

10 МВт. Температурні графіки мережі ТЕЦ-110/70 °С, місцевої системи 95/70 °С. Охолодження мережної води у випарнику було прийняте рівним 15 °С.

Результати розрахунків показали, що коефіцієнт перетворення ТНУ внаслідок високої температури мережної води (38–70 °С) змінюється в межах 5,5–8,31, а приріст електричної потужності ТЕЦ складає 2,1–2,3 МВт. Цей приріст в 2–3 рази перевищує потужність компресора ТНУ.

Розрахунки економічної ефективності системи теплопостачання з ТНС, наведені в роботі [2.8], показали, що термін окупності такої системи для прийнятих умов (Російська Федерація, Середнє Поволжя) знаходиться в межах 4,3–6,5 років і зменшується при збільшенні тарифів на паливно-енергетичні ресурси.

2.5.3. Каналізаційні стоки

Вода каналізаційних колекторів

Каналізаційні стоки вважаються майже ідеальним джерелом низькопотенційної теплоти для теплових насосів. Утилізація цієї теплоти може бути значно більш ефективною, ніж використання теплоти ґрунту, завдяки постійній відносно високій температурі стічної води, протягом опалювального сезону, достатньо великій потужності, сприятливим теплофізичним характеристикам. Практичний інтерес являє собою опосередковане використання теплоти каналізаційних стоків за допомогою теплообмінників без їх розміщення безпосередньо в потоках або ємностях рідких стоків.

Оцінка техніко-економічної ефективності такого рішення стосовно теплонасосного теплопостачання соціальних об'єктів міської інфраструктури була виконана в роботі [2.9]. Для аналізу були використані теплові насоси фірми «Viessmann» в водо-водяній модифікації. Були проаналізовані два варіанти розміщення теплообмінників для відбору теплоти каналізаційних стоків (рис. 2.11):

- 1) за допомогою змійовикового ґрунтового теплообмінника із полімерних труб, який безпосередньо прилягає до нижньої частини самотічного бетонного каналізаційного колектора;
- 2) за допомогою теплообмінника типу «труба в трубі», утворюваного металевою оболонкою навколо металеві труби напірного каналізаційного колектора діаметром 1 м.

Значення температури каналізаційних стоків було прийняте на рівні відповідно 15 °С і 16 °С, температури води контуру для вилучення теплоти стоків на вході в теплообмінник – 4 °С, на виході із теплообмінника та на вході у випарник ТН – 11 °С.

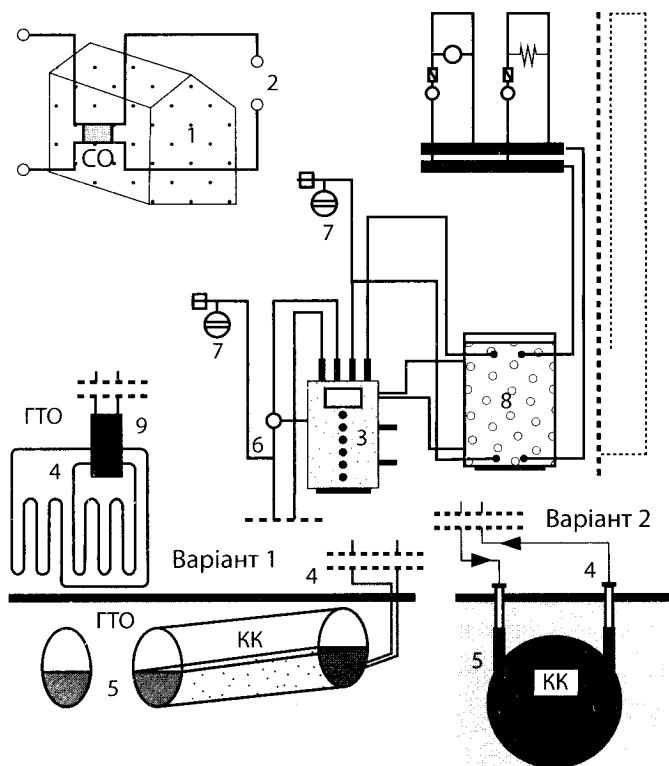


Рис. 2.11. Принципова схема системи теплонасосного теплопостачання на основі використання теплоти каналізаційних стоків: 1 – теплоспоживаючий об’єкт; 2 – резервне джерело традиційного теплопостачання; 3 – ТН; 4 – циркуляційний контур теплообмінника; 5 – теплообмінники у колектора; 6 – циркуляційні насоси; 7 – розширювальні баки; 8 – буферна ємність гарячої води; 9 – розподільвачі; СО – система опалення; ГТО – ґрунтовий теплообмінник; КК – каналізаційний колектор

Проведені дослідження за вищевказаних умов дозволили зробити висновок, що застосування теплових насосів в системах утилізації скидної теплоти каналізаційних стоків є одним із перспективних напрямків енергозбереження. Разом з тим, необхідно зазначити, що ефективність вказаної утилізації істотно залежить від інтенсивності теплопередачі при вилученні низькопотенційної теплоти стоків.

В компактних теплообмінниках на металевих напірних колекторах інтенсивність теплопередачі суттєво вище, ніж в змійовикових ґрунтових теплообмінниках із полімерних труб, якими оснащуються бетонні безнапірні колектори.

Результати техніко-економічного аналізу показали, що термін окупності інвестицій в теплонасосні системи теплопостачання соціальних об’єктів (школа, диспансер, дитсадок) при застосуванні однозонного по періодам доби тарифу на

електроенергію 2007 року склав від 13 до 22 років, а для трьохзонного тарифу – від 8 до 13 років.

Отримані значення терміну окупності дещо вище загальноприйнятих. Однак відмічається, що це обумовлено деякою непропорціональністю тарифів на теплову і електричну енергію. Аналіз прогнозів на темпи зміни цих тарифів дозволяє стверджувати, що в майбутньому термін окупності подібних теплонасосних систем теплопостачання має значно знизитись.

Умовно-чисті каналізаційні стоки будівель

Каналізаційні стоки будівель, температура яких при наявності системи гарячого водопостачання може сягати 32 °С, можуть бути використані як нижнє джерело теплоти для локальних теплових насосів. Для цього в підвальному приміщенні будинку розташовують спеціальні теплообмінники, які працюють сумісно з тепловим насосом в системі гарячого водопостачання житлового будинку. Конструкція теплообмінника має бути такою, щоб ні в якому разі не перешкоджати природному руху стічної рідини в каналізаційній трубі. Тому прийнятним рішенням може бути конструкція у вигляді теплообмінника «труба в трубі» при розміщенні навколо каналізаційної труби кожуха і подачею в створений простір між трубами теплоносія від випарника теплового насоса. Ефективність відбору теплоти в такому теплообміннику невисока, і тому цей процес можна інтенсифікувати, якщо організувати роздільне водовідведення теплих, так званих, умовно-чистих стічних вод від ванни, умивальників і кухні і, окремо, холодних і більш забруднених вод від туалету.

Система гарячого водопостачання характерна тим, що теплота гарячої води майже не використовується, і тому кількість теплоти в каналізаційних стоках не набагато менша кількості теплоти, що витрачається на підготовку води в системах гарячого водопостачання. Таким чином, при правильному проектуванні теплота теплих скидів умовно-чистих вод може бути єдиним джерелом теплоти для теплового насоса, що забезпечує тепловою систему гарячого водопостачання даного будинку.

В той же час необхідно відмітити, що теплоти стічних вод недостатньо, щоб забезпечити опалення будинку. Тому, якщо для опалення будинку застосовано тепловий насос з використанням теплоти атмосферного повітря, то умовно-чисті стічні води можна накопичувати в спеціальному акумуляторі (або безпосередньо, або після використання ТН в системі гарячого водопостачання) і використовувати теплоту кристалізації цієї води для попереднього підігріву атмосферного повітря перед тепловим насосом в морозний період року.

Ефективність такого варіанту теплозабезпечення будинку особливо зростає при використанні пільгового тарифу на електроенергію в нічний час.

2.5.4. Вода теплових скидів промислових підприємств

Теплові відходи з водою на промислових підприємствах можуть бути різного походження, але найбільш поширеними є відходи з охолоджуючою водою систем охолодження технологічного та енергетичного обладнання. В замкнених системах технічного водопостачання ця вода відводиться в градирні, де теплота води скидається в навколишнє середовище. Параметри скидної води характеризуються відносною стабільністю і тому теплота такої води може бути досить ефективно використана в теплонасосних системах теплопостачання (рис. 2.12).

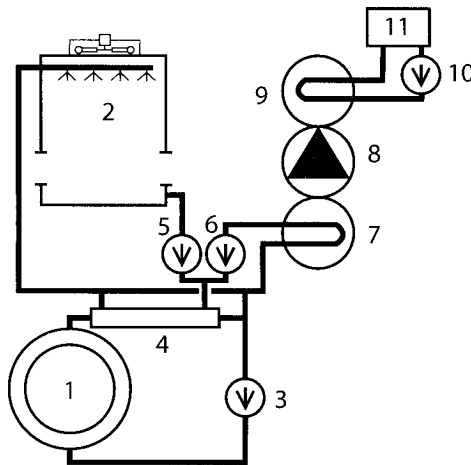


Рис. 2.12. Схема використання теплового насоса, що працює на теплових відходах технологічного обладнання: 1 – обладнання, що потребує охолодження (наприклад, повітряний компресор); 2 – градирня; 3 – циркуляційний насос контуру водяного охолодження; 4 – проміжна ємність; 5 – насос градирні; 6 – насос випарника теплового насоса; 7, 8 та 9 – випарник, компресор та конденсатор теплового насоса відповідно; 10 – циркуляційний насос конденсатора; 11 – система теплопостачання

Підігріта в технологічному апараті 1 вода подається насосом 3 в проміжну ємність 4, через яку насосами 5 і 6 вода перекачується в градирню 2 і у випарник 7 теплового насоса. При необхідності забезпечити подачу теплової енергії споживачу 11 включається в роботу тепловий насос і теплота із конденсатора 9 теплового насоса за допомогою циркуляційного насоса починає подаватись в систему теплопостачання. При цьому навантаження на градирню зменшиться, а в деяких випадках можливе повне її відключення і тоді технологічна теплота буде утилізована повністю.

у водопідігрівачі 7 теплоносієм із теплової мережі ТМ. При досить високій температурі води в баках 9 система потребує мінімальну кількість теплоти від зовнішнього джерела, а в спекотну погоду система може забезпечити водопостачання на час її відключення від теплової мережі для профілактичних робіт.

2.6. ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ ҐРУНТУ

На відміну від ґрунтової води, яка не завжди є в необхідній для теплового насоса кількості, ґрунт є скрізь, і його теплота майже завжди може бути використана. Тому останнім часом збільшилась кількість систем з ґрунтовими колекторами. При цьому йдуть на значні капіталовкладення заради збільшення коефіцієнта трансформації в найхолоднішому місяці – січні. Разом з тим, відібрати теплоту ґрунту не так просто, а на спорудження ґрунтових теплообмінників припадає основна частка капітальних витрат, пов'язаних з теплонасосною системою теплопостачання.

Відібрати теплоту від ґрунту можна за допомогою горизонтальних або вертикальних ґрунтових теплообмінників.

2.6.1. Горизонтальні ґрунтові теплообмінники

Горизонтальні ґрунтові теплообмінники можуть бути закладені в котлован або траншею. Для того, щоб визначитися з розмірами котловану чи траншеї і загальною довжиною труб необхідно знати теплову потужність теплового насоса $Q_{ТН}$ і його розрахунковий коефіцієнт перетворення φ . Тоді, загальна довжина труб може бути визначена за формулою

$$L = \frac{10^3 \cdot Q_{ТН}}{q_r} \left(\frac{\varphi - 1}{\varphi} \right), \quad (2.34)$$

де q_r – питомий тепловий потік, віднесений до 1 м закладеної в ґрунт труби, Вт/м.

Величина q_r залежить від багатьох чинників і її точне значення може бути знайдене тільки експериментально. Для попередніх розрахунків приймають $q_r = 25$ Вт/м, але для ґрунтів з різною теплопровідністю ця величина може коливатись в широкому діапазоні. Крім того, величина q_r характеризується нестационарністю процесу відбору теплоти і до кінця опалювального періоду вона зменшується. Процес погіршення теплообміну відбувається також з року в рік протягом декількох років експлуатації ґрунтових теплообмінників. Однак, цього не відбувається, якщо відбирання теплоти на теплопостачання взимку змінюється

використанням накопиченого в ґрунті холоду влітку для системи кондиціонування повітря.

В роботі [2.5] виконано аналіз, який дозволив отримати емпіричну формулу для визначення теплового потоку від ґрунту до труби горизонтального теплообмінника

$$q_{\Gamma} = (1,4\lambda - 0,5) \left(\frac{W_x}{W_m} + 1 \right) (t_{\text{гп}} - t_x), \quad (2.35)$$

де λ – теплопровідність ґрунту, (Вт/м · °С); W_x і W_m кількість використаних холоду і теплоти за рік; $t_{\text{гп}}$ – температура ґрунту в природному стані, °С; t_x – середня температура рідини, що охолоджує ґрунт, °С.

Дані по теплопровідності деяких ґрунтів наведені в табл. 2.5.

Таблиця 2.5. Теплопровідність ґрунтів λ (Вт/м · °С)

Густина сухого ґрунту, т/м ³	Вологість в долях одиниці	Горизонтальних (Г) і вертикальних (В) трубопроводів					
		Піски		Супіски		Суглинки і глини	
		Г	В	Г	В	Г	В
1,4	0,35	–	–	3,81	3,89	3,32	3,40
	0,30	–	–	3,68	3,76	3,07	3,14
	0,25	4,03	4,12	3,32	3,39	2,82	2,88
	0,20	3,32	3,38	2,82	2,87	2,33	2,37
	0,15	2,93	2,99	2,32	2,37	1,84	1,88
	0,10	2,32	2,36	1,96	2,00	1,48	1,51
	0,05	1,57	1,61	1,35	1,37	0,97	0,99
1,6	0,30	–	–	3,98	4,02	3,56	3,63
	0,25	5,28	5,37	3,80	3,88	3,20	3,26
	0,20	4,53	4,62	3,42	3,49	2,81	2,87
	0,15	3,79	3,86	3,06	3,12	2,32	2,37
	0,10	3,05	3,11	3,41	3,47	1,84	1,87
	0,05	2,21	2,24	1,70	1,74	1,20	1,22
1,8	0,20	5,63	5,72	3,93	4,00	3,32	3,38
	0,15	4,78	4,84	3,54	3,60	2,96	2,99
	0,10	4,34	4,21	3,05	3,11	2,21	2,26
	0,05	3,04	3,09	2,1	2,12	1,47	1,50
2,0	0,10	5,73	5,82	3,66	3,72	2,69	2,74
	0,05	4,40	4,46	–	–	–	–

Розташування труб горизонтального теплообмінника виконується за умов виключення взаємного впливу температурних полів сусідніх труб. Вважається, що при відстані між трубами в 1 м взаємний вплив сусідніх труб практично виключається. Якщо прийняти крок розташування труб в котловані в 1 м, то його площа в квадратних метрах буде чисельно рівною загальній довжині труб, що визначена за формулою (2.34).

Що стосується діаметра труб теплообмінника (27–34 мм), то його величина практично не впливає на значення питомого теплового потоку q , через незначний використовуваний діапазон діаметрів полімерних труб. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до потоку рідини є достатнім як за умови, що режим руху рідини в трубі буде ламінарним, так і перехідним. Перехідний режим бажаний при періодичному режимі роботи ТН, коли ґрунт встигає в деякій мірі повернути свій початковий температурний стан. Достатній ступінь турбулізації потоку в поліетиленовій трубі досягається при $Re > 3\,000$. Відповідні мінімальні значення витрати рідини наведені в табл. 2.6.

Таблиця 2.6. Мінімальні значення витрат рідини в трубах

Рідина	Температура, °С	Витрата, м ³ /г, при внутрішньому діаметрі, мм		
		27	34	39
Етиленгліколь 20 %	–1	0,7	0,88	1,02
	+18	0,5	0,64	0,7
Пропіленгліколь 20 %	–1	0,95	1,22	1,38
	+18	0,64	0,82	0,93
Вода	+18	0,32	0,39	0,45

Якщо витрата рідини в трубі більше мінімальної, то її діаметр або пропускну спроможність контуру циркуляції вибирають, виходячи з величини гідравлічного опору. За умови використання поліетиленових труб найбільш поширених діаметрів можна скористатися номограмою на рис. 2.14.

Знаючи пропускну спроможність контуру циркуляції і загальну витрату рідини в нижньому контурі теплонасосної системи, можна визначити кількість паралельних контурів (петель) ґрунтового колектору. Загальна витрата рідини визначається за формулою

$$G_{ГК} = \frac{3600 \cdot Q_{ТН}}{c_p \rho_p \Delta t_B} \left(\frac{\varphi - 1}{\varphi} \right), \quad (2.36)$$

де $Q_{ТН}$ – теплова потужність теплового насоса; кВт; φ – коефіцієнт перетворення; c_p – питома теплоємність рідини, що циркулює в контурі, кДж/(кг · °С);

ρ_p – густина рідини, кг/м³; Δt_B – різниця температур рідини на вході та виході з ґрунтового колектора, яка приймається за даними роботи [2.5] рівною 5 °С.

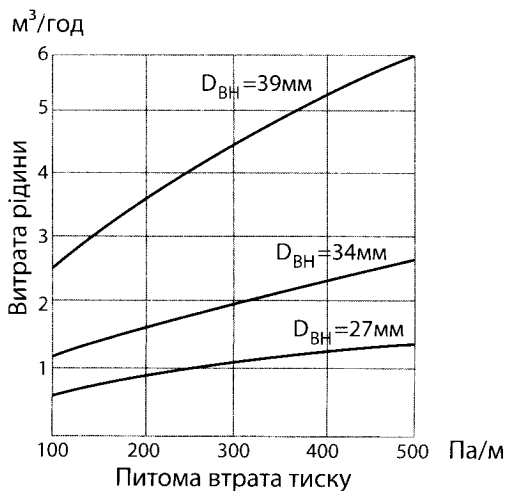


Рис. 2.14. Номограма для оцінки пропускної здатності контурів циркуляції

Враховуючи, що ґрунт може мати температуру нижчу 0 °С, а у випарнику взимку завжди буде від’ємна температура, для відбирання теплоти від ґрунту застосовують проміжний теплоносії: незамерзаючі рідини – етиленгліколь та пропіленгліколь. Перший застосовується частіше і для температур мінус 5; 10 та 15 °С потрібні відповідно його концентрації у воді (у відсотках – 12; 20 та 27,4 %). Значення теплофізичних властивостей водних розчинів етиленгліколю та пропіленгліколю наведені в табл. 2.7.

Таблиця 2.7. Деякі властивості водних розчинів етиленгліколя і пропіленгліколя

Концентрація ζ , %	Густина ρ , кг/м ³	Температура замерзання t_z , °С	Теплоємність c , кДж/(кг · °С)
Етиленгліколь			
12,2	1015	-5	3,98
19,8	1025	-10	3,85
27,4	1035	-15	3,73
35	1045	-21	3,56
42,6	1055	-29	3,43
Пропіленгліколь			
20	1021	-7,5	4,06
30	1036	-12,3	3,92
40	1043	-20,5	3,74

2.6.2. Вертикальні ґрунтові теплообмінники

На рис. 2.15 показана схема використання вертикального ґрунтового теплообмінника. Теплообмінник являє собою вкладений в свердловину U-подібний поліетиленовий трубопровід. Трубопровід з'єднаний з випарником теплового насоса і складає з ним єдиний замкнутий контур, в якому за допомогою насоса б циркулює водний розчин гліколя.

Загальна довжина вертикальних ґрунтових теплообмінників може бути визначена за формулою

$$L_c = \frac{10^3 \cdot Q_{ТН}}{q_c} \left(\frac{\varphi - 1}{\varphi} \right), \quad (2.37)$$

де q_c – питомий тепловий потік, віднесений до 1 м свердловини, Вт/м; $Q_{ТН}$ – теплова потужність теплового насоса, кВт; φ – коефіцієнт перетворення ТН.

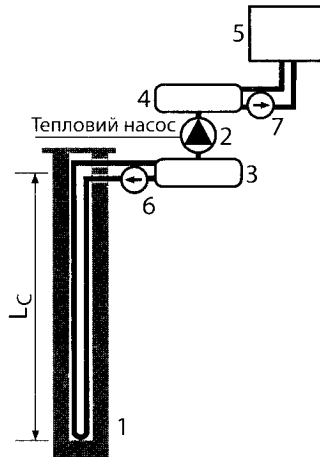


Рис. 2.15. Схема вертикального ґрунтового теплообмінника в системі теплонасосного теплопостачання: 1 – вертикальний ґрунтовий теплообмінник; 2 – компресор теплового насоса; 3 – випарник теплового насоса; 4 – конденсатор теплового насоса; 5 – система опалення; 6 – циркуляційний насос; 7 – насос системи опалення

Величину q_c визначити аналітичними методами дуже складно в зв'язку з нестационарними процесами тепломасообміну в неоднорідних ґрунтах, що протікають в залежності від багатьох невизначених параметрів. Тому для попередніх розрахунків приймають значення $q_c = 50$ Вт/м, яке потребує уточнень. В роботі [2.5] на основі аналізу відомих даних отримана наближена формула

$$q_c = (1,4\lambda + 0,5) K \left(\frac{W_x}{W_m} + 1 \right) (t_{zp} - t_x), \quad (2.38)$$

де всі символи відповідають тим же величинам, що і в формулі (2.35), а коефіцієнт K приймає значення $K = 1$, якщо в свердловину закладена одна U-подібна труба і $K = 1,28$ – для двох таких труб.

Формула (2.37) справедлива за умови, якщо простір свердловини між трубами і масивом ґрунту зановнено спеціально приготовленим теплопровідним матеріалом – бентонітом.

В зв'язку з тим, що свердловина проходить через декілька шарів ґрунту з різними значеннями теплопровідності, в формулі (2.38) необхідно використовувати зведену теплопровідність λ , яку обчислюють за формулою

$$\lambda = \frac{\sum \lambda_i \delta_i}{\sum \delta_i}, \quad (2.39)$$

де λ_i – теплопровідність i -того шару, а δ_i – товщина i -того шару ґрунту.

В загальному випадку навіть для невеликого об'єкту використовують декілька свердловин глибиною до 100 м. Для того, щоб не було взаємного впливу температурних полів навколо окремих свердловин, відстань між ними приймають не менше 6 м. Необхідна кількість свердловин визначається загальною довжиною ґрунтових теплообмінників, поділеною на глибину свердловини.

В свердловинах використовують поліетиленові труби діаметром від 20 до 40 мм. При цьому діаметр труб рекомендують вибирати таким чином, щоб гідравлічний опір труб однієї свердловини не перевищував 50 кПа. Якщо гідравлічний опір труб однієї свердловини менше 10 кПа, то рекомендують з'єднувати послідовно дві або декілька свердловин.

2.7. ВИКОРИСТАННЯ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

2.7.1. Використання сонячної енергії як нижнього джерела теплоти для ТН в системах опалення

Сьогодні великою популярністю користуються схеми, в яких поєднуються теплові насоси з сонячними колекторами різних конструкцій (плоскими та вакуумними) [2.10–2.14] для забезпечення гарячого водопостачання та низькотемпературного опалення.

На рис. 2.16 зображена принципова схема теплонасосної установки з використанням сонячної радіації як нижнього джерела енергії.

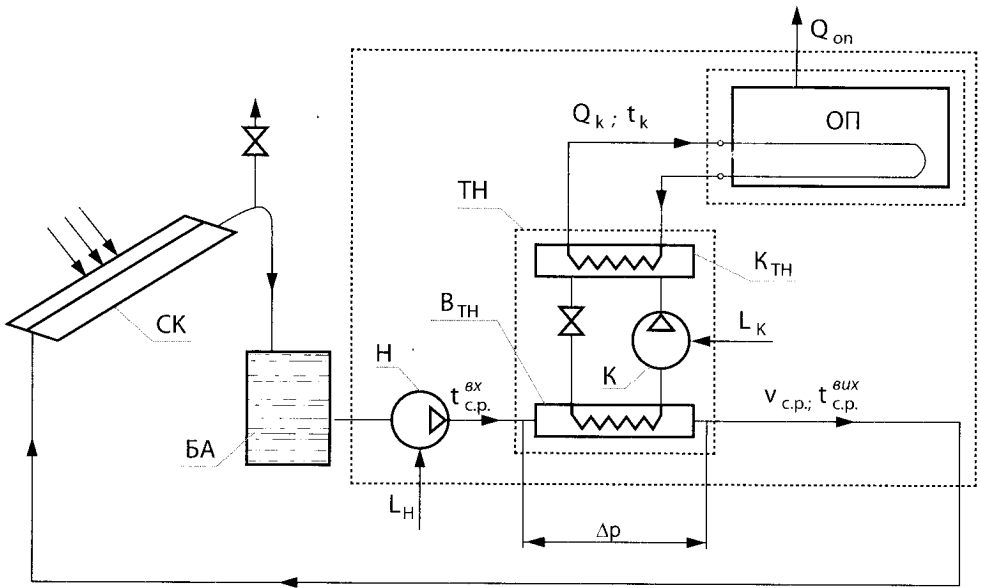


Рис. 2.16. Принципова схема теплонасосної установки з використанням сонячної радіації: ТН – тепловий насос; $K_{ТН}$ – конденсатор ТН; $B_{ТН}$ – випарник ТН; K – компресор; ОП – опалювальне приміщення; СК – сонячний колектор; БА – бак-акумулятор; Н – насос; L_K – робота приводу компресора ТН; L_H – робота приводу насоса на подолання сумарних втрат тиску в нижньому контурі

Опалюване приміщення має теплові втрати в навколишнє середовище Q_{on} . Для їхньої компенсації використовується тепловий потік від конденсатора теплового насоса Q_k з температурою теплоносія t_k на вході в систему опалення. Перетворення падаючої сонячної радіації в теплову енергію здійснюється в сонячних колекторах, у яких в якості теплоносія використовується водяний розчин пропіленгліколю, а акумулюючим середовищем виступає вода в низькотемпературній системі опалення. Соляний розчин з температурою $t_{c.p.}^{вх}$ й об'ємною витратою $V_{c.p.}$ насосом з сонячного колектору подається у випарник теплового насоса. У випарнику соляний розчин охолоджується та на виході його температура становить $t_{c.p.}$. У схемі передбачено бак-акумулятор, який застосовується для згладжування температурних перепадів теплоносія протягом дня та забезпечує більш стабільну роботу теплового насоса.

Виникає задача оптимізації умов роботи теплонасосної системи опалення в цілому, оскільки при заданій тепловій потужності теплового насоса та температурі теплоносія в системі опалення, які визначаються самим об'єктом тепlopостачання, температура теплоносія на виході з випарника теплового насоса є неоднозначною. Це зумовлено тим, що кількість теплоти відібраної від

соляного розчину залежить від: а) різниці температур на вході та виході з випарника ТН; б) витрати теплоносія; в) густини падаючого потоку сонячної радіації.

При виборі температури соляного розчину на вході до випарника необхідно враховувати, що кількість теплоти, відібраної від сонячного колектора, залежить від виду колектора, об'ємної витрати розчину та густини падаючого потоку сонячної радіації, які у свою чергу визначають ККД колектора. Зміна температури соляного розчину на виході з випарника ТН $t_{c.p.}$ приводить до необхідності зміни об'ємної витрати $V_{c.p.}$ при заданому значенні величини теплового потоку Q_k , що, у свою чергу, викликає зміну витрат енергії на привід насоса. Разом з тим, зміна температури $t_{c.p.}$ при постійному значенні температури на виході з конденсатора t_k призводить до зміни умов роботи і витрат енергії на привід компресора ТН. У зв'язку з тим, що витрати енергії на привід компресора ТН та на нагнітач соляного розчину змінюються в протилежних напрямках, виникає задача визначення оптимального ступеня охолодження соляного розчину у випарнику теплового насоса, якому відповідають мінімальні питомі сумарні витрати зовнішньої енергії на теплонасосну систему опалення в цілому.

Для задоволення потреб споживача в опаленні застосовують плоскі та вакуумні колектори. Поглинач колектора захищений корпусом колектора з посиленою теплоізоляцією, яка забезпечує мінімізацію втрат теплоти. У вакуумних колекторах поглинач вбудований в вакуумну скляну трубку, тому забезпечуються вищі температури, що вигідно при опаленні будівель, тобто при високих температурах соляного розчину в колекторі та низьких температурах навколишнього повітря.

Аналіз вищеописаної теплонасосної системи опалення з використанням сонячної енергії дозволив зробити наступні висновки [2.4]:

- при використанні сонячної радіації як нижнього джерела енергії в теплонасосній системі опалення існує оптимальний ступінь охолодження середовища у випарнику теплового насоса, якому відповідають мінімальні сумарні питомі витрати зовнішньої енергії на систему в цілому;
- оптимальний ступінь охолодження теплоносія в випарнику теплового насоса залежить від його температури на виході із сонячного колектора (на вході в випарник ТН) і в найбільш холодні місяці року знаходиться в діапазоні від 2,0 до 2,5 °С;
- теплонасосні систем опалення з енергетичної точки зору більш доцільно поєднувати з вакуумними колекторами, оскільки вони дозволяють підвищити температуру соляного розчину на вході до випарника теплового насоса та, цим самим, зменшити витрати зовнішньої енергії на систему опалення, а умовний коефіцієнт перетворення теплонасосної системи може досягати значень від 4 до 7.

2.7.2. Використання сонячної енергії у верхньому контурі ТН

На рис. 2.17 представлена принципова схема комбінованої теплонасосної установки з використанням теплоти ґрунту та сонячної енергії для системи ГВП.

Принцип роботи даної схеми такий: перетворення падаючої сонячної радіації в теплову енергію здійснюється в плоских сонячних колекторах, у яких в якості теплоносія використовується водяний розчин етиленгліколю, а акумулюючим середовищем виступає вода. Розчин з сонячного колектора перекачується насосом до конденсатора теплового насоса, де підігрівається до необхідного температурного рівня за рахунок теплоти ґрунту, яка поглинається незамерзаючим теплоносієм, що протікає по трубах ґрунтового колектора. Розчин з температурою $t_{c.p.}^{ex}$ й об'ємною витратою $V_{c.p.}$ насосом з ґрунтового колектора подається у випарник теплового насоса. У випарнику розчин охолоджується та на виході його температура становить $t_{c.p.}$. Між сонячним колектором та баком-акумулятором встановлюється теплообмінник, в якому соляний розчин додатково охолоджується холодною водою, що дозволяє збільшити ККД сонячного колектора. Теплова енергія, отримана від даних джерел, акумулюється в баці-акумуляторі і використовується в міру необхідності для забезпечення теплового навантаження гарячого водопостачання.

При використанні теплових насосів в системах ГВП виникає задача оптимізації (визначення оптимального ступеня охолодження середовища у випарнику теплового насоса) умов роботи комбінованої теплонасосної системи в цілому, внаслідок того, що при заданій тепловій потужності теплового насоса та температурі теплоносія в системі ГВП, температура теплоносія на виході з випарника теплового насоса є неоднозначною.

На основі чисельного аналізу в роботі [2.4] показано, що оптимальний ступінь охолодження соляного розчину у випарнику знаходиться в вузькому діапазоні (1–2 °С) і зростає зі збільшенням комплексу заданих величин A (який залежить в основному від гідравлічного опору нижнього контуру) та зменшується зі збільшенням долі використання сонячної енергії для задоволення потреб споживача у гарячій воді у комбінованій теплонасосній системі тепlopостачання.

Показано також, що при забезпеченні оптимального ступеня охолодження соляного розчину у випарнику ТН мінімальні сумарні витрати енергії на систему ГВП різко зменшуються зі збільшенням співвідношення теплових потоків за рахунок використання сонячної енергії та теплоти ґрунту K в комбінованій теплонасосній установці для цілей ГВП. При цьому, умовний коефіцієнт перетворення енергії в цілому для системи тепlopостачання при зміні співвідношення K від 0,2 до 5,0 зростає від 3,0 до 12,0. Також слід відмітити, що при забезпеченні оптимального ступеня охолодження соляного розчину у випарнику, вплив

сумарних втрат тиску у випарнику ТН та ГТО на мінімальні витрати зовнішньої енергії незначний.

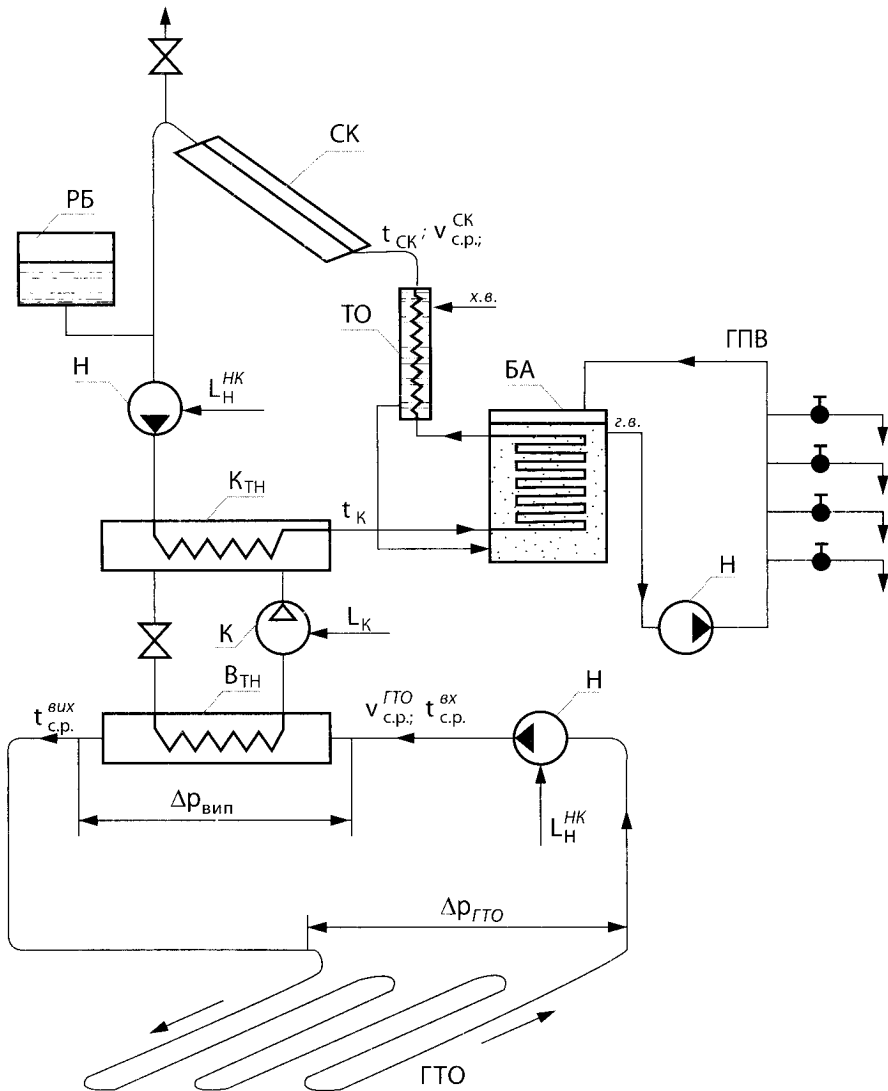


Рис. 2.17. Принципова схема комбінованої теплоасосної установки з використанням теплоти ґрунту та сонячної енергії: ГПВ – гаряче водопостачання; $K_{ТН}$ – конденсатор ТН; $B_{ТН}$ – випарник ТН; К – компресор; Н – насос; ГТО – ґрунтовий теплообмінник; СК – сонячний колектор; РБ – розширювальний бак; ТО – теплообмінник; БА – бак-акумулятор; L_K – робота приводу компресора ТН, L_H^{HK} – робота приводу насоса на подолання сумарних втрат тиску в нижньому контурі ТН; L_H^{BK} – робота приводу насоса на подолання сумарних втрат тиску у верхньому контурі ТН.

2.7.3. Безпосереднє використання сонячної енергії як нижнього джерела теплоти для теплового насоса

Використання сонячних колекторів в комбінованих теплонасосних системах суттєво збільшує капіталовкладення в систему теплопостачання. Тому цікавим є інший варіант використання сонячної енергії в ТН, коли абсорбер СК і випарник теплового насоса скомбіновані в одному елементі (запатентована система *Bernier* [2.15], комерціалізована *AXERGIE*), що не викликає додаткових капіталовкладень в СК. Для спрощення системи і можливості роботи ТН в періоди хмарної погоди, що є основною взимку в Європі і Україні, використовуються СК без скляного покриття і теплоізоляції. Зниження температури абсорбера додатково зменшує теплові втрати колектора, а в хмарну погоду теплота забирається з атмосфери. При цьому плоскі елементи абсорбера-випарника можуть бути пофарбовані не тільки чорною фарбою з найбільшим ступенем чорноти – 0,9, але і іншими фарбами (зеленого, синього, коричневого, фіолетового (ступінь чорноти вище 0,8), червоного (0,44–0,57) та інших кольорів), що робить привабливим такі конструкції з архітектурної точки зору. Розміри випарників, що пофарбовані не в чорний колір, потрібно дещо збільшувати. В такій системі не потрібно боятися замерзання теплоносія, влітку відсутнє перегрівання, мала вага випарника (до 5 кг/м²), не потрібне розморожування випарника, воно виконується періодично Сонцем або у відлигу.

Встановлення таких колекторів можливе на південних та східних, південно-східних, південно-західних і західних фасадах та на даху під різними кутами (для зими краще більше 65 градусів до горизонту). При встановленні на стінах слід передбачити повітряний проміжок з стіною не менше 50 мм. При встановленні на фасадах також можна притримуватися кута біля 80 градусів або ставити вертикально. Для місцевостей з вітрами вище 10 м/с слід встановлювати відповідне кріплення. Трубопроводи холодного теплоносія ТН не вимагають теплоізоляції. Рекомендується вертикальне розміщення гребінки, що подає холодильний агент на окремі колектори. Для підвищення ефективності гарячий теплоносій з конденсатора повинен мати температуру нижчу 50 °С. Циркуляція холодильного агента не вимагає додаткового насосу.

У відповідності до результатів, що отримані практично при температурі атмосфери мінус 10 °С без Сонця, коефіцієнт трансформації складає 2, а за сонячного випромінювання 300 Вт/м² зростає до 3 і за 600 Вт/м² – до 4, а при нулі за Цельсієм відповідно 2,7; 3,6 та 4,5. При температурі атмосфери 10 °С та сонячному випромінюванні 600 Вт/м² коефіцієнт трансформації доходить до 6.

Розглянута система в Україні буде вигідна в Криму, в південних областях, в Закарпатті та на сході України, де менша хмарність взимку. В роботі [2.16]

розраховані значення енергетичних коефіцієнтів e (табл. 2.8), що враховують хмарність у відповідності з формулою

$$e = \frac{E_{\rho}}{E_M}, \quad (2.40)$$

де E_{ρ} – є дійсна кількість енергії; E_M – максимальна енергія без хмар для кутів нахилу до горизонту $S = 60^\circ$ та $S = 90^\circ$, що враховують розсіяне випромінювання і хмарність. Ці кути були вибрані тому що, взимку більше енергії можна отримати з вертикальних поверхонь як в комбінованих з тепловим насосом системах, так і в пасивних системах сонячного опалення, а орієнтація колектора під кутом 60° дає можливість виробити більше енергії в осінні та весняні місяці, коли Сонце стоїть нижче (табл. 2.9). При нахилах колектора близьких до оптимальних (30 – 35 градусів) в літні місяці в системах ГВП виробляється надлишок гарячої води, споживання якої за нормами на 20% влітку є нижчим. Аналіз значень e , що наведені в табл. 2.8 і можуть бути використані при розрахунках як пасивних систем, так і сонячних колекторів, показує, що на заході менша хмарність у Львові та Ужгороді (Закарпаття), як влітку так і взимку, а приморські міста Одеса та Євпаторія мають майже чисте небо з травня по серпень.

Таблиця 2.8. Енергетичні коефіцієнти e , що враховують хмарність для різних кутів нахилу колектора

Місто	Кут нахилу	Місяці											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Київ	90	0,386	0,37	0,52	0,571	0,78	0,83	0,84	0,69	0,52	0,46	0,30	0,37
	60	0,39	0,32	0,48	0,47	0,69	0,72	0,73	0,66	0,52	0,47	0,30	0,33
Євпаторія	90	0,46	0,42	0,48	0,69	0,84	0,9	0,89	0,85	0,75	0,68	0,75	0,47
	60	0,43	0,43	0,5	0,67	0,80	0,89	0,87	0,88	0,78	0,7	0,54	0,49
Ковель	90	0,59	0,63	0,59	0,63	0,75	0,75	0,75	0,67	0,46	0,50	0,48	0,55
	60	0,55	0,56	0,53	0,58	0,65	0,63	0,65	0,63	0,46	0,5	0,47	0,53
Конотоп	90	0,66	0,71	0,65	0,6	0,78	0,81	0,78	0,63	0,49	0,47	0,45	0,62
	60	0,6	0,63	0,51	0,56	0,69	0,67	0,68	0,61	0,49	0,47	0,45	0,62
Львів	90	0,52	0,62	0,57	0,57	0,7	0,72	0,73	0,63	0,48	0,47	0,41	0,51
	60	0,47	0,56	0,51	0,55	0,61	0,62	0,65	0,61	0,5	0,48	0,39	0,49
Одеса	90	0,37	0,37	0,58	0,62	0,83	0,81	0,86	0,74	0,66	0,63	0,34	0,38
	60	0,4	0,39	0,48	0,5	0,71	0,74	0,73	0,71	0,65	0,56	0,41	0,49
Ужгород	90	0,51	0,60	0,58	0,62	0,79	0,75	0,78	0,66	0,54	0,5	0,45	0,5
	60	0,47	0,53	0,53	0,57	0,64	0,66	0,7	0,65	0,59	0,51	0,45	0,47

Місто	Кут нахилу	Місяці											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Харків	90	0,68	0,79	0,68	0,59	0,78	0,84	0,92	0,68	0,53	0,50	0,52	0,71
	60	0,64	0,72	0,63	0,55	0,67	0,69	0,70	0,63	0,5	0,51	0,49	0,73

Східні регіони дещо більш освітлені ніж західні, але різниця складає не більше 10 % і це не дає підстав підтримувати поширену думку про те, що на захід від Дніпра не вигідно використовувати сонячну енергію. Київ займає середню позицію між сходом і заходом як географічно, так і по отриманій кількості сонячної енергії. Слід відзначити наявність більш ясного неба на сході в жовтні (Харкові) – більше, ніж у вересні. Харків є найбільш безхмарним у січні, лютому і березні. Це може відноситися й до найближчих областей. В Копотопі 9 і 10 місяці рівноцінні. Дослідження [2.16] також показало, що значення e для $S = 60^\circ$ та $S = 90^\circ$ дещо відрізняються між собою, можливо через неточності розрахунків і вихідних даних, але якщо в Києві e для $S = 60^\circ$ є більшим влітку, ніж для $S = 90^\circ$, то взимку навпаки. Для Харкова значення e при $S = 90^\circ$ влітку більші, ніж при $S = 60^\circ$, а взимку майже однакові.

Для розрахунку кількості енергії E , кВт · год/день, що можна отримати колекторами площею F за день, слід використовувати формулу:

$$E = e E_M K_O K_z \eta_{СК} F, \quad (2.41)$$

де, $\eta_{СК}$ для колекторів без скла має значення 0,1–0,2 взимку та 0,5–0,6 (при різниці середніх температур теплоносія в колекторі та повітря до 10–20 °С) в інші періоди року. Влітку сонячні колектори з прозорим покриттям мають $\eta_{СК}$ в діапазоні 0,5–0,7 в залежності від температури теплоносія 45–60 °С. Ступінь чорноти входить в узагальнюючий всі втрати $\eta_{СК}$. В подальшому вимагають уточнення значення $\eta_{СК}$ в колекторах без скляного покриття в залежності від вітру, кольору та інших факторів. В формулі (2.41) величина F є площею теплообміну чи площею колектора.

Значення E_M , кВт · год/(м² · день) наведені в табл. 2.9 для кутів нахилу $S = 60^\circ$ та $S = 90^\circ$ для широти 49°, що є середньою для України.

Таблиця 2.9. Максимальна енергія E_M , кВт · год / (м² · день) при безхмарному небі, південна орієнтація $\gamma = 0$, широта 49°

Місяць	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
кут нахилу $S = 60^\circ$	4,39	5,18	5,21	4,35	3,5	3,31	3,58	4,35	5,21	5,18	4,39	3,78
кут нахилу $S = 90^\circ$	4,39	5,18	5,21	4,35	3,5	3,31	3,58	4,35	5,21	5,18	4,39	3,78

Коефіцієнти орієнтації K_o (при південному напрямку він дорівнює 1) можна знайти за графіками, отриманими в роботі [2.16], а коефіцієнти затінення K_z знаходяться за геометричними характеристиками будівель і оточуючих предметів чи дерев.

Відзначимо, що вертикально розміщені колектори ГВП ($S = 90^\circ$) на фасадах з $\gamma = 22,5$ та 45° з квітня по серпень мають більшу продуктивність, ніж при $\gamma = 0$ (південний напрямок), особливо в період з травня по серпень (на 10–20%), коли тривалість дня є максимальною, або дещо більшою тривалості ночі, і на східні та західні фасади попадає більше енергії в період, коли Сонце знаходиться низько.

Значення E_M для інших широт від Новгород-Сіверська (52°) до Південного берега Криму ($44^\circ 30'$) відрізняються на 5–10% від отриманих для 49° в залежності від сезону. Можна обирати середнє відхилення для Півдня і Півночі 7% протягом року. Для корегування розрахунків по кутам нахилу слід скористатися даними таблиці 2.10.

Таблиця 2.10. Значення інтенсивності сонячного випромінювання I (Вт/м²) о 12⁰⁰ та E_M , кВт · год / (м² · день) для різних кутів нахилу до горизонту в різні періоди року при безхмарному небі для широти 49°

Кут нахилу до горизонту	22.06		23.03 та 21.09		21.12	
	I о 12 ⁰⁰	E_M	I о 12 ⁰⁰	E_M	I о 12 ⁰⁰	E_M
30	995	7,603	911	6,541	593	3,010
45	864	6,225	950	6,779	689	3,535
60	773	5,953	933	6,628	744	3,852
75	638	4,700	860	6,094	754	3,937
90	468	3,328	737	5,213	718	3,782

Коефіцієнти орієнтації K_o (при південному напрямку він дорівнює 1) можна знайти за графіками, отриманими в роботі [2.16], а коефіцієнти затінення K_z знаходяться за геометричними характеристиками будівель і оточуючих предметів чи дерев.

Значення E_M для інших широт від Новгород-Сіверська (52°) до Південного берега Криму ($44^\circ 30'$) відрізняються на 5–10 % від отриманих для 49° в залежності від сезону. Можна обирати середнє відхилення для Півдня і Півночі 7 % протягом року. Для корегування розрахунків по кутам нахилу слід скористатися даними таблиці 2.11.

Таблиця 2.11. Значення інтенсивності сонячного випромінювання I ($\text{Вт}/\text{м}^2$) о 12 00 та E_M , $\text{кВт} \cdot \text{год}/(\text{м}^2 \cdot \text{день})$ для різних кутів нахилу до горизонту в різні періоди року при безхмарному небі для широти 49°

Кут нахилу до горизонту	22.06		23.03 та 21.09		21.12	
	I о 12 ⁰⁰	E_M	I о 12 ⁰⁰	E_M	I о 12 ⁰⁰	E_M
30	995	7,603	911	6,541	593	3,010
45	864	6,225	950	6,779	689	3,535
60	773	5,953	933	6,628	744	3,852
75	638	4,700	860	6,094	754	3,937
90	468	3,328	737	5,213	718	3,782

Використання сонячної енергії дозволяє покращити екологічну ситуацію, зменшити викиди в атмосферу парникових газів та економити значну кількість електроенергії та палива.

2.8. ВИКОРИСТАННЯ ШТУЧНОГО ХОЛОДУ В ГЕЛІОТЕХНІЧНИХ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ СИСТЕМАХ

Одним з найважливіших напрямків заощадження енергетичних ресурсів (вугілля, нафта, газ) стає застосування відновлюваних джерел енергії – сонячної, вітрової, геотермальної, теплової енергії моря, енергії біопалива тощо.

Найперспективнішим вважається використання прямого та розсіяного сонячного випромінювання. При цьому можливе отримання енергії методами безпосереднього нагрівання приймальної поверхні, методами фотоелектричної генерації та штучного фотосинтезу. Але спеціалізовані системи безпосереднього використання сонячного випромінювання для опалення і технологічних потреб відрізняються значними капіталовкладеннями порівняно з традиційними видами енергопостачання. Це значно підвищує вартість здобутої енергії. Перевагою у даному разі є лише відсутність витрат на паливо.

Водночас створення комплексних геліотехнічних систем енергопостачання, які містять акумулятори теплоти з різними температурними потенціалами, теплові насоси, теплообмінники різних конструкцій для утилізації теплоти відходів значною мірою допомагає знизити вартість енергії завдяки тому, що виникає можливість цілорічного використання системи для вирішення виробничих завдань різноманітних напрямків.

До найбільш сприятливих районів для сонячного тепло- і холодопостачання належать південні райони України, де тривалість сонячного сяяння становить 2 200–3 000 годин на рік, а сонячна радіація надає за цей час 1 200–1 700 кВт·год. до 1 м² горизонтальної поверхні.

Сьогодні у світі працює близько 1,5 млн. геліоустановок, більша частина яких призначена забезпечити потреби у гарячому водопостачанні. Об'єми виробництва і монтажу геліоколекторів тільки у США досягають 1,6 млн. м² на рік.

У більшості розвинутих країн світу геліоустановки впроваджуються на основі національних спеціалізованих програм, серед яких відомі японська програма «Сонячне сійво», шведська «Збирання тепла», американська програма, розроблена у м. Сан-Франциско муніципальним Бюро з питань економії енергії та інші. Здійснення зазначених програм протягом 10 років дало можливість скоротити в цих країнах питоме споживання енергії тільки в адміністративних будинках на 40 %. Висока ефективність роботи тепло- та холодопостачальних систем спостерігається при комплексному використанні різних відновлюваних джерел енергії в поєднанні з прогресивними термодинамічними циклами при виробництві електроенергії, тепла і холоду.

Прикладом сучасної теплоенергетичної установки подібного типу може служити система фірми Ріді-Крік для енергопостачання підприємств і павільйонів у парку «Світ Уолта Діснея» у Флориді (рис. 2.18). Енергопостачання підприємств і павільйонів комплексу здійснюється від парогазової ТЕЦ. Газова турбіна 2 потужністю 35 МВт може працювати на газі або нафті. Відпрацьовані гази надходять до котла-утилізатора 4, що постачає пару до парової турбіни 14 потужністю 7 МВт. Відпрацьована пара конденсується у генераторі 5 бромистолітєвої холодильної машини. У випарнику 9 охолоджується вода, яка використовується у системі холодопостачання (кондиціонування повітря будинків банку). Гаряча вода після конденсатора 10 використовується для гарячого водопостачання і технологічних потреб.

Як додаткові джерела теплової та електричної енергії передбачені фокусувальні сонячні колектори 12 з концентраторами сонячних променів, а також

котел-утилізатор, в якому спалюються тверді побутові відходи. Для аварійного тепло- і холодопостачання встановлені газові котли.

Основними особливостями енергопостачання комплексу є: застосування в одній тій самій енергетичній системі різних термодинамічних циклів (газотурбінного, паротурбінного, трансформації енергії в абсорбційній машині); послідовне використання енергії відповідно до зниження її потенціалу в різних установках; використання двох видів відновлюваної енергії (сонячної та енергії, яка виділяється під час спалювання побутового сміття) з метою як тепло-, так і електропостачання; наявність аварійних дублювальних потужностей.

В Японії широко застосовуються геліосистеми, що складаються з численних колекторів з концентраторами у формі параболоїдів, кожний з яких незалежно стежить за Сонцем.

Кожний колектор передає сонячну енергію речовині-теплоносію. Гаряча речовина з усіх колекторів збирається у місткостях центральної електростанції. Теплоносієм може бути водяна пара, якщо вона використовується безпосередньо у паровій турбіні або в якомусь термохімічному середовищі, такому, як, наприклад, дисоційований аміак. Принципову схему обладнання, в якому використовується дисоціація і синтез аміаку, подано на рис. 2.19.

Перевагою такої системи є те, що у разі використання хімічного реагенту відсутні втрати між колектором і тепловим двигуном (насосом), завдяки чому теплоту можна передавати на великі відстані або протягом довгого часу (наприклад, звечора протягом цілої ночі), що дозволяє здійснювати безперервну генерацію електроенергії. У цій системі сонячні промені за допомогою рефлектора фокусуються на приймачі 2, в якому пара аміаку під тиском близько 30 МПа дисоціює на водень і азот. Через те, що ця реакція ендотермічна, дефіцит енергії становить $\Delta N = 46$ кДж/моль.

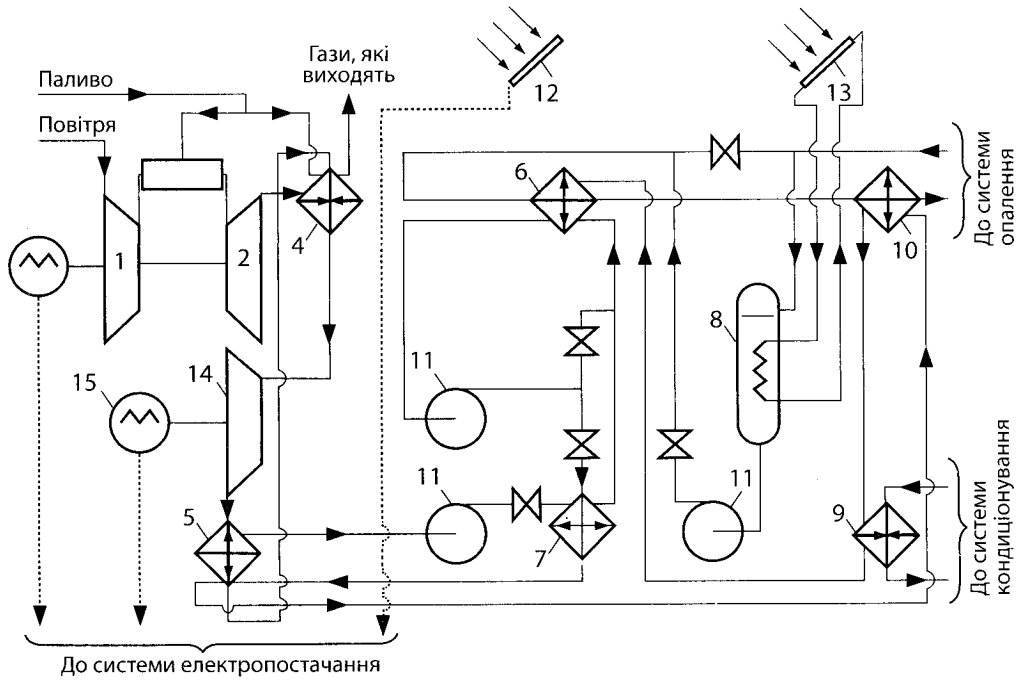


Рис. 2.18. Система комплексного тепло- і холодопостачання фірми Ріді-Крік:

1 – компресор; 2 – газова турбіна; 3 – генератор; 4 – котел-утилізатор;
 5 – генератор абсорбційної бромистолітєвої машини; 6, 10 – конденсатор
 абсорбційної бромистолітєвої машини; 7, 9 – випарник абсорбційної бромистолітєвої
 машини; 8 – бак-акумулятор з теплообмінником; 11 – насос; 12 – сонячна батарея
 на фотоелементах; 13 – сонячний колектор; 14 – парова турбіна;
 15 – електрогенератор

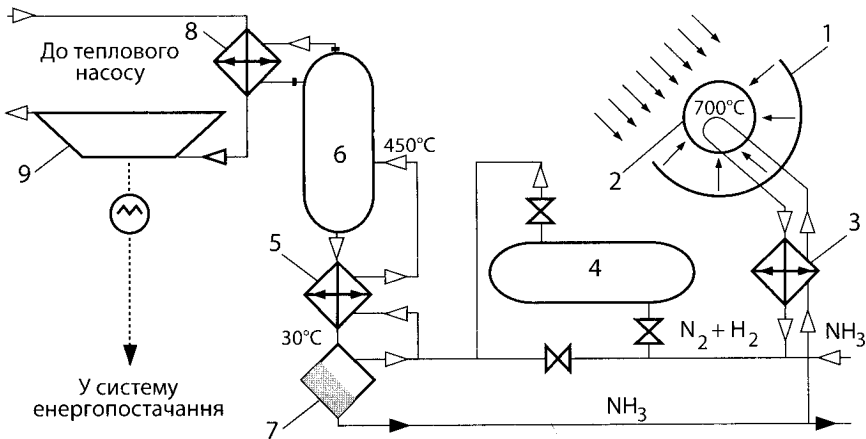


Рис. 2.19. Перетворення сонячного випромінювання в електроенергію за допомогою синтезу і дисоціації аміаку: 1 – дзеркало; 2 – приймач; 3, 5 – теплообмінник;
 4 – акумулятор; 6 – колона синтезу; 7 – сепаратор; 8 – теплообмінник
 парового циклу; 9 – турбіна з генератором

Концентрування сонячної енергії дає можливість постачати системі необхідну кількість енергії для проведення реакції дисоціації при температурі близько 700°C . Дисоційована суміш надходить через теплообмінник 5 до колони синтезу 6, де за наявності каталізаторів (залізо з домішкою Al_2O_3, K_2O) N_2 і H_2 частково рекомбінують при температурі 450°C згідно з оборотною реакцією дисоціації, виділяючи при цьому теплоту, яка використовується для виробництва електроенергії або холоду. Потік, який виходив з колони синтезу 6, охолоджується у теплообміннику 5, що спричиняє скраплювання аміаку, після чого процес повторюється знову.

У зв'язку з відносно невеликою питомою холодопродуктивністю сонячних установок для охолодження ($150\text{--}250\text{ Вт/м}^2$) площа приймачів сонячної енергії в цих установках еквівалентна з площею, необхідною для охолодження будинків. Тому перевага віддається створенню комбінованих установок сонячного тепло- і холодопостачання. Прикладом такої установки є система тепло- і холодопостачання у м. Алушта, розроблена УкрНДІЕП (рис. 2.20).

Систему тепло- і холодопостачання створено для великомасштабного об'єкта, в якому відновлювані і вторинні джерела енергії використовуються для опалення, охолодження, кондиціонування повітря і гарячого водопостачання комплексу будинків і споруд, блока допоміжних приміщень і плавального басейну.

Система тепло- і холодопостачання складається із шести контурів:

- сонячний контур, до якого входять сонячні колектори, баки-акумулятори, циркуляційні насоси, теплообмінники та електрокотел;
- промениста опалювально-охолоджувальна система у стелях;
- система кондиціонування повітря;
- гаряче водопостачання;
- абсорбційна холодильна машина;
- утилізація теплоти з повітря, яке виходить з побутових приміщень.

Сонячні колектори 1 загальною площею $1\,200\text{ м}^2$ складаються з алюмінієвих профілів, вкритих двома шарами скла і розташованих під кутом 52° до горизонту на похилих поверхнях південних стін виробничих та соціально-побутових будинків. Теплоносієм сонячного контура є вода.

Основні акумулятори теплоти 2, 3 виконані у вигляді металевих баків об'ємом по 16 м^3 кожний. Окремий акумулятор 7 системи гарячого водопостачання має об'єм 4 м^3 . Дублювальні джерела – теплоелектродні котли 13 – пов'язані із сонячним контуром за допомогою теплообмінника 14. Вони працюють поза піковими періодами енергопостачання.

Теплоносієм опалювально-охолоджувальної системи є вода з розрахунковою температурою $35\text{--}30^{\circ}\text{C}$ під час опалення і $12\text{--}15^{\circ}\text{C}$ при охолодженні. Ці параметри, за умови прийнятого кроку замоноличених у стельове перекриття труб

$S = 250$ мм, забезпечують необхідний тепловий потік при середній температурі поверхні стелі $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ взимку і $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ влітку. Розрахункова температура води у системі гарячого водопостачання прийнята $37\text{ }^{\circ}\text{C}$, зважаючи на її використання у душових установках.

До системи кондиціонування повітря надходить тепла і холодна вода, як до системи опалення-охолодження. У кондиціонерах 28 використані багаторядні поверхневі охолодники повітря.

В одному з будинків створена автономна система кондиціонування повітря з сонячно-випарувальною установкою охолодження. Розчин хлористого літію регенується на покритті похилої покрівлі залу. У кондиціонері за допомогою проміжного теплоносія застосована утилізація теплоти, яка виходить з побутових приміщень. Абсорбційний холодильний і теплонасосний агрегат 16 являє собою звичайний абсорбер-випарник, з'єднаний з повітряним десорбером 18 через теплообмінник 17 сонячного контуру. Розрахункова холодопродуктивність установки – 120 кВт.

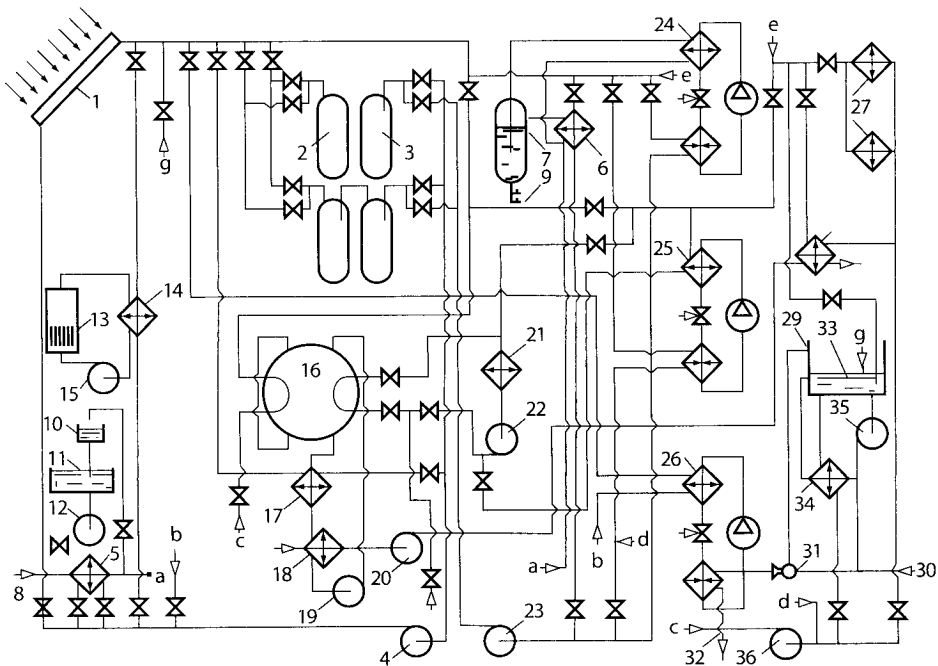


Рис. 2.20. Принципова схема сонячного тепло- і холодопостачання (УкрНДІЕП, Київ):
1 – сонячний колектор; 2, 3 – акумулятори теплоти; 4, 12, 15, 19, 22, 23, 25, 31, 35, 36 – насоси; 5, 6 – водопідігрівачі; 7 – акумулятор; 8 – водопровід; 9 – споживачі гарячої води; 10 – водопідігрівач; 11 – бак підживлення; 13 – електрокотел;
14, 34 – водопідігрівачі; 16 – абсорбер-випарник; 17 – теплообмінник;
18 – повітряний десорбер; 20 – вентилятор десорбера; 21 – градирня; 24 – ТНУ гарячого водопостачання; 25 – ТНУ теплопостачання; 26 – ТНУ акумуляторів;
27 – панелі опалення-охолодження; 28 – ТНУ охолодження; 29 – басейн з морською водою; 30, 32 – вхід і скид морської води; 33 – система обігріву басейну

Система сонячного теплопостачання басейну для плавання 29 має сонячний контур із змійовиками обігрівання ванни (33), контур утилізації теплоти скидної води і теплового насоса 26. Вода, яка скидається з басейну для плавання, надходить до випарника. Незважаючи на попереднє охолодження, температура води є достатньо високою (+14 °С). Охолоджуючи цю воду у випарнику до 4–6 °С, можна підігрівати воду у конденсаторі до 37 °С і направляти її до душових.

Контур водного утилізатора являє собою систему з поліетиленових труб, які омиваються скидною водою з басейну. Всередині труб тече свіжа морська вода.

Двофазний термосифонний утилізатор використовують для підігрівання припливного повітря за рахунок відбирання теплоти від витяжного повітря. Взимку підігріта сонячною радіацією вода насосом подається в одну з груп акумуляторів, у той час як з іншої групи теплота витрачається. Якщо температура води достатня (понад 40 °С), то за допомогою насоса вона подається у системи опалення і вентиляції, а також у басейн для плавання і систему гарячого водопостачання через водопідігрівники 5, 6. Якщо температура води нижча від 40 °С, то в роботу вмикають термотрансформатори. У цьому разі насос 23 прокачує воду через випарники теплових насосів 24, 25, а з конденсаторів за допомогою насоса відводиться теплота. У процесі роботи установки у режимі теплового насоса вода за допомогою насосу 36 подається в абсорбер 16 для підігрівання. Випарник 16 у цей час охолоджується водою з акумуляторів; розчин з абсорбера подається на випарювання в десорбер 18, де зволожує і підігріває зовнішнє повітря, яке вентилятор 20 подає у систему вентиляції.

Влітку вода, підігріта в системах кондиціонування, подається насосом у випарник 16. Теплота абсорбції відводиться через градирню. У цьому режимі вода у сонячних колекторах має підігріватися до температури 70–80 °С і подаватися у теплообмінник для підігрівання абсорбенту, а зволожене у повітряному десорбері 18 повітря викидається назовні. Керування режимами роботи і зняття показників КВП здійснюється автоматизованою системою з ЕОМ.

Інститут сонячної енергії АН Таджикистану розробив абсорбційну холодильну установку відкритого типу, яку було застосовано в одному з експериментальних будинків. Загальна площа будинку 400 м². Повітря охолоджується регістрами з труб, закладених у перекриття, по яких циркулює охолоджена вода. Особливістю холодильної установки є відкрите випарювання розчину сонячною енергією. Площа покрівлі-геліоприймача 180 м². Холодопродуктивність установки 57 кВт. Установка забезпечує всередині будинку температуру 25–27 °С при температурі зовнішнього повітря 38–43 °С. ККД установки дорівнює 0,3–0,5.

2.9. ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ КРИСТАЛІЗАЦІЇ ВОДИ ДЛЯ ПІДГРІВАННЯ ПОВІТРЯ ПЕРЕД ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ

Використання теплоти кристалізації води для підігрівання повітря перед ТН запропоновано в роботах [2.17, 2.18].

Останнім часом виведжено багато проектів теплопостачання котеджних будівель з використанням теплоти ґрунту, як нижнього джерела теплоти для теплового насоса, який є тепліший від повітря в найбільш холодний період опалювального сезону. Недоліком ґрунтових систем є їх висока вартість, що близька до вартості ТН, неможливість ліквідації витікання теплоносія в трубах підземного колектора. Крім того, з одного квадратного метра ґрунтового теплообмінника можна відвести тепловий потік не більше 250–500 Вт. Горизонтальні теплообмінники на глибині 1–2 м вимагають значної площі (до 400 м² на котедж) і впливають на рослинність через значне переохолодження ґрунту весною. Вертикальні теплообмінники більш дорогі. Їх глибина сягає 30–50 м і вимагає дорогих бурових робіт. Зауважимо, що приблизно в березні температура ґрунту навколо свердловини стає менше 0 °С і ефективність таких систем падає через зменшення величини коефіцієнта трансформації. Тому альтернативою ґрунтовому теплообміннику може бути використання теплоти кристалізації води в період негативних температур повітря (коли повітря є джерелом теплоти). Підігрів повітря для систем вентиляції теплою кристалізації води розглядається в роботах [2.19, 2.20].

Можливі варіанти функціонування ТН цілодобово і з використанням нічного тарифу, який зменшує експлуатаційні витрати. Температура повітря після охолоджувачів – кристалізаторів води може досягати від мінус 5 до плюс 5 °С в найбільш морозний період і тому таке повітря може бути нижнім джерелом теплоти для ТН.

2.10. ОПТИМАЛЬНА ГЛИБИНА ВИКОРИСТАННЯ НИЖНІХ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОТИ

При використанні низькотемпературних джерел теплоти в теплонасосних системах теплопостачання, як правило, виникає неоднозначність щодо глибини використання нижніх джерел теплоти, тобто неоднозначність у виборі умов роботи випарника теплового насоса. В літературних джерелах можна знайти рекомендації щодо різниці температур на вході та виході з випарника ТН в залежності від виду нижнього джерела теплоти, але ці дані наводяться без належного обґрунтування. Тому в межах цього параграфу наведемо методику визначення

вищезазначеної різниці температур, що характеризує собою глибину використання того чи іншого джерела теплоти.

2.10.1. Питомі витрати зовнішньої енергії на теплонасосні системи теплопостачання з використанням різних джерел енергії

Слід відмітити, що ступінь охолодження теплоносія низькотемпературного джерела енергії (атмосферного чи вентиляційного повітря, води, ґрунту) у випарнику впливає на умови роботи, як компресора теплового насоса, так і збудника руху середовища (вентилятора або насоса). У зв'язку з тим, що витрати енергії на них, в залежності від температури теплоносія на виході з випарника ТН, змінюються в протилежних напрямках, виникає задача визначення оптимального ступеня охолодження середовища, якому будуть відповідати мінімальні питомі сумарні витрати електроенергії на теплонасосну систему теплопостачання в цілому.

Ефективність роботи теплонасосних систем в літературі зазвичай прийнято оцінювати величиною коефіцієнта трансформації ТН. Але для складних систем, ефективність роботи яких залежить не тільки від ефективності самого теплового насоса, а й інших елементів системи, не менш доцільно використовувати інші відносні характеристики, що визначають ефективність функціонування всієї системи в цілому. Тому, подальший аналіз наведено на основі визначення величини питомих витрат зовнішньої енергії на систему теплопостачання, що в разі витрат енергії тільки на тепловий насос є величиною, зворотною до коефіцієнта трансформації теплового насоса.

В загальному випадку сумарні питомі витрати зовнішньої енергії на тепловий насос та збудник руху теплоносія нижнього джерела теплоти можна представити у вигляді

$$l_{on} = \frac{L_{сум}}{Q_{on}} = \frac{L_{\kappa} + L_c^{зб.p}}{Q_{\kappa}}, \quad (2.42)$$

де L_{κ} , $L_c^{зб.p}$ – витрати енергії на компресор ТН та збудник руху середовища відповідно, кВт; Q_{κ} – тепловий потік, відведений від конденсатора теплового насоса, кВт.

Витрати енергії на компресор теплового насоса L_{κ} визначаються за формулою

$$L_{\kappa} = \frac{Q_{мин}}{\varphi - 1}. \quad (2.43)$$

Тепловий потік у випарнику теплового насоса $Q_{мин}$:

$$Q_{\text{вин}} = V_c \rho_c c_p (t_c^{\text{вх}} - t_c^{\text{вих}}), \quad (2.44)$$

де V_c , ρ_c , c_p – об'ємна витрата, густина та питома ізобарна теплоємність середовища відповідно; $t_c^{\text{вх}}$, $t_c^{\text{вих}}$ – температура середовища на вході та виході з випарника відповідно.

Витрати енергії на збудник руху середовища:

$$L_c^{\text{зб.р}} = \frac{V_c \Delta p}{\eta_c^{\text{зб.р}} \eta_{\text{пр}}}, \quad (2.45)$$

де Δp – аеродинамічні чи гідравлічні втрати тиску у випарнику теплового насоса в залежності від вибраного нижнього джерела енергії, а у випадку використання теплоти ґрунту $\Delta p = \Delta p_{\text{вин}} + \Delta p_{\text{с.м.}}$ – сумарні втрати тиску в нижньому контурі (у випарнику теплового насоса та ґрунтовому теплообміннику); $\eta_c^{\text{зб.р}}$ і $\eta_{\text{пр}}$ – ККД збудника руху середовища і його приводу відповідно. Можна прийняти, що в оптимальному режимі роботи для вентилятора та насоса $\eta_c^{\text{зб.р}} = 0,8$, а ККД приводу $\eta_{\text{пр}} = 0,95$.

Тепловий потік Q_k у рівнянні (2.42) визначається за рівнянням теплового балансу теплового насоса:

$$Q_k = Q_{\text{вин}} + L_k. \quad (2.46)$$

Дійсний коефіцієнт трансформації теплового насоса φ може бути представлений у вигляді:

$$\varphi = \varphi_T \eta_{\text{ТН}}, \quad (2.47)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт, що враховує реальні процеси, здійснювані робочим тілом в ТН, який можна прийняти 0,6; φ_T – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН, який з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі можна визначити за співвідношенням

$$\varphi_T = \left[1 - \frac{T_{\text{ТН}}}{T_{\text{к}}} \right]^{-1} = \left[1 - \frac{273 + t_c^{\text{вих}} - \Delta t_{\text{вин}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}} \right]^{-1}, \quad (2.48)$$

де $T_{\text{к}}$ – температура випаровування робочого тіла у випарнику ТН, К; $T_{\text{ТН}}$ – температура конденсації робочого тіла в ТН, К; $t_c^{\text{вих}}$ – температура середовища на виході з випарника, °С; $t_{\text{вин}}$ – різниця температур середовища та робочого тіла

ТН на виході з випарника, °С; Δt_k – різниця температур робочого тіла ТН та води на виході із конденсатора. Згідно з існуючими рекомендаціями можна прийняти, що $\Delta t_{\text{вин}} = 10; 5; 5$ °С для повітря, води та соляного розчину відповідно та $\Delta t_k = 5$ °С для низькотемпературної водяної системи опалення.

Температура води t_k на виході з конденсатора задається в залежності від споживача теплоти. В разі застосування теплового насоса в системі водяного опалення для визначення температури теплоносія, що подається з конденсатора ТН в низькотемпературну систему опалення, має силу рівняння, яке виводиться на основі аналізу процесів теплообміну в системі «гріюча вода – повітря в приміщенні – атмосферне повітря» [2.21]

$$t_k = t_m^p + (t_m^p - t_n) \left[(t_n - t_o) / (t_n - t_o^p) \right]^{\frac{1}{(1+n)}}, \quad (2.49)$$

де t_m^p – розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення при розрахунковій температурі навколишнього середовища t_o^p , °С; $n = 0$ для низькотемпературних систем опалення.

З урахуванням рівнянь (2.43)–(2.47) вираз (2.42) для визначення питомих витрат зовнішньої енергії на опалення приймає кінцевий вигляд:

$$l_{\text{on}} = \frac{1}{\varphi} \left[1 + \frac{A(\varphi - 1)}{(t_c^{\text{ex}} - t_c^{\text{eux}}) \eta_c^{\text{зб.р}} \eta_{\text{np}}} \right], \quad (2.50)$$

де $A = \frac{\Delta p}{\rho_c c_p}$ – комплекс заданих величин, К.

Таким чином, сумарні питомі витрати зовнішньої енергії на опалення залежать від комплексу заданих величин A , температури навколишнього середовища, температури низькотемпературного джерела енергії на вході та виході з випарника та розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення, тобто $l_{\text{on}} = f(A, t_o, t_c^{\text{ex}}, t_c^{\text{eux}}, t_m^p)$. Подальший аналіз виконано з урахуванням особливостей схем використання теплоти від різних низькотемпературних джерел енергії.

2.10.2. Оптимальний ступінь охолодження теплоносія у випарнику ТН при використанні різних джерел теплоти

Схема з використанням теплоти атмосферного повітря

На рис. 2.21 зображена принципова схема низькотемпературного водяного опалення з використанням ТН «повітря – вода». Принцип роботи даної схеми:

атмосферне повітря з температурою t_o й об'ємною витратою V_n вентилятором подається у випарник теплового насоса. У випарнику атмосферне повітря охолоджується і на виході його температура становить t_n^{eux} . Опалюване приміщення має теплові втрати в навколишнє середовище Q_{on} . Для їхньої компенсації використовується тепловий потік від конденсатора теплового насоса Q_k з температурою теплоносія t_k на вході в систему опалення.

Необхідно визначити, якою буде оптимальна температура повітря на виході з випарника теплового насоса t_n^{eux} для даної температури навколишнього середовища t_o .

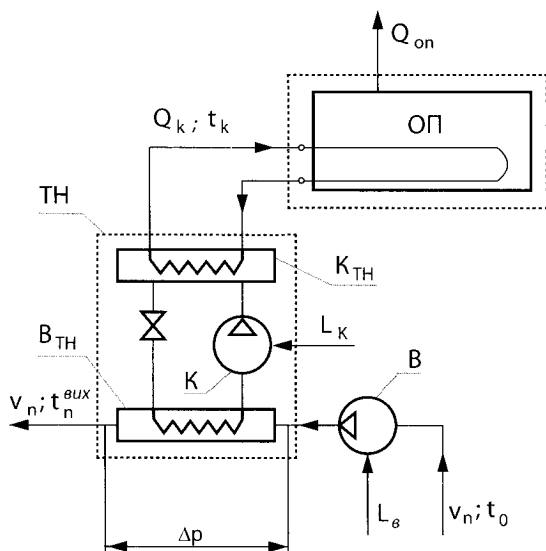


Рис. 2.21. Принципова схема низькотемпературного водяного опалення з використанням теплового насоса «повітря – вода»: ОП – опалюване приміщення; ТН – тепловий насос; K_{TH} – конденсатор ТН; B_{TH} – випарник ТН; К – компресор; В – вентилятор; L_k – робота приводу компресора ТН; L_b – робота приводу вентилятора

Зміна температури повітря на виході з випарника ТН t_n^{eux} при заданому значенні величини теплового потоку Q_k приводить до необхідності зміни об'ємної витрати зовнішнього повітря V_n , що, в свою чергу, викликає зміну витрат енергії на привід вентилятора. Разом з тим, зміна температури t_n^{eux} при постійному значенні температури на виході з конденсатора t_k приводить до зміни умов роботи і витрат енергії на привід компресора ТН. В зв'язку з тим, що витрати енергії на привід компресора ТН і вентилятора змінюються в протилежних напрямках, має існувати оптимальний ступінь охолодження повітря у випарнику теплового насоса, якому відповідають мінімальні сумарні витрати енергії на систему опалення в цілому.

Для визначення оптимальних умов роботи ТН в системі опалення побудуємо залежності питомих витрат зовнішньої енергії на систему опалення l_{on} від температури повітря на виході з випарника при розрахунковій температурі теплоносія в низькотемпературній системі опалення $t_m^p = 45^\circ\text{C}$.

Комплекс заданих величин прийнято рівним $A = 0,1; 0,5; 1^\circ\text{C}$ з урахуванням реальних значень аеродинамічного опору випарника, як конвективного теплообмінника, що знаходяться в діапазоні $\Delta p = 10\text{--}100$ Па. Температура навколишнього середовища змінюється в діапазоні від мінус 20°C до плюс 15°C . Підставивши значення відповідних величин в рівняння (2.50) з урахуванням значень дійсного коефіцієнта трансформації ТН, який може бути визначений за співвідношенням (2.47), та температури теплоносія, що подається в систему опалення, яка визначається за (2.49), отримаємо залежності, представлені на рис. 2.22.

Із графіків чітко видно, що існують оптимальні значення температур повітря на виході з випарника t_n^{oux} і відповідні їм мінімальні питомі витрати зовнішньої енергії на опалення l_{on}^{min} .

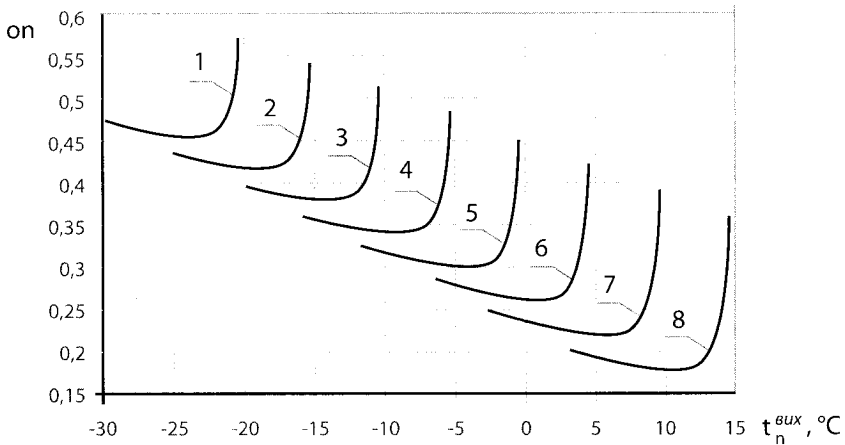


Рис. 2.22. Залежність питомих витрат зовнішньої енергії на опалення від температури повітря на виході з випарника при $t_m^p = 45^\circ\text{C}$ (при $A=0,1^\circ\text{C}$):
1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 – температура навколишнього середовища
 $t_o = -20, -15, -10, -5, 0, 5, 10, 15^\circ\text{C}$ відповідно

Для визначення оптимального ступеня охолодження повітря у випарнику теплового насоса представимо температуру T_g^{TH} в формулі (2.48) у вигляді:

$$T_g^{TH} = T_o - \Delta t_n - \Delta t_{вин} = 273 + t_o - \Delta t_n - \Delta t_{вин}, \quad (2.51)$$

де $\Delta t_n = t_o - \Delta t_n^{eux}$ – різниця температур повітря на вході та виході з випарника, °С. Тоді, рівняння (2.50) після перетворення з урахуванням виразів (2.48) та (2.51) можна записати у вигляді функції від Δt_n як

$$l_{on} = a + \frac{\Delta t_n}{T_{\kappa}^{TH} \eta_{TH}} + \frac{A \epsilon}{\eta_a \eta_{np} \Delta t_n}, \quad (2.52)$$

$$\text{де } a = \frac{\Delta t_n}{T_{\kappa}^{TH} \eta_{TH}} (T_{\kappa}^{TH} - T_o + \Delta t_{\text{вун}} - A / \eta_a \eta_{np})$$

$$\text{та } \epsilon = 1 - \frac{1}{\eta_{TH}} + \frac{T_o - \Delta t_{\text{вун}}}{T_{\kappa}^{TH} \eta_{TH}}.$$

Аналіз цієї залежності $l_{on} = f(\Delta t_n)$ на екстремум дозволяє отримати формулу для визначення оптимального ступеня охолодження атмосферного повітря у випарнику теплового насоса

$$\Delta t_n^{onm} = \sqrt{\frac{A(273 + t_{\kappa} + \Delta t_{\kappa})}{\eta_a \eta_{np}}} \left[\eta_{TH} - 1 + \frac{273 + t_o - \Delta t_{\text{вун}}}{273 + t_{\kappa} + \Delta t_{\kappa}} \right], \quad (2.53)$$

Таким чином, оптимальний ступінь охолодження повітря у випарнику залежить від комплексу заданих величин A , температури навколишнього середовища t_o та розрахункової температури гріючого теплоносія в системі опалення t_m^p , тобто $t_n^{onm} = f(A, t_o, t_m^p)$.

Залежність оптимального ступеня охолодження повітря у випарнику теплового насоса від температури навколишнього середовища на рис. 2.23 наведена для різних значень A і t_m^p . Із рис. 2.23 випливає, що оптимальний ступінь охолодження повітря у випарнику теплового насоса зростає зі збільшенням комплексу заданих величин A (який залежить в основному від аеродинамічного опору випарника) і практично не залежить від розрахункової температури теплоносія на опалення в діапазоні 30–50 °С.

На рис. 2.20 представлена залежність оптимального ступеня охолодження повітря від комплексу заданих величин A при різних значеннях температури навколишнього середовища. Виходячи з того, що вплив розрахункової температури гріючого теплоносія мінімальний, графічна залежність на рис. 2.24 побудована для середнього значення t_m^p °С.

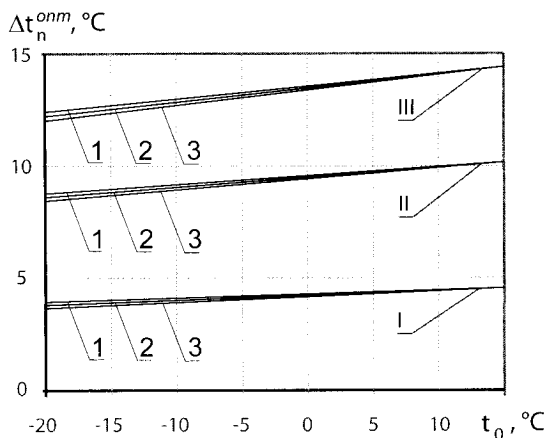


Рис. 2.23. Залежність оптимального ступеня охолодження повітря у випарнику від температури навколишнього середовища: I, II, III – при $A = 0,1; 0,5; 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($1 - t_m^p = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$; $2 - 40\text{ }^{\circ}\text{C}$; $3 - 50\text{ }^{\circ}\text{C}$)

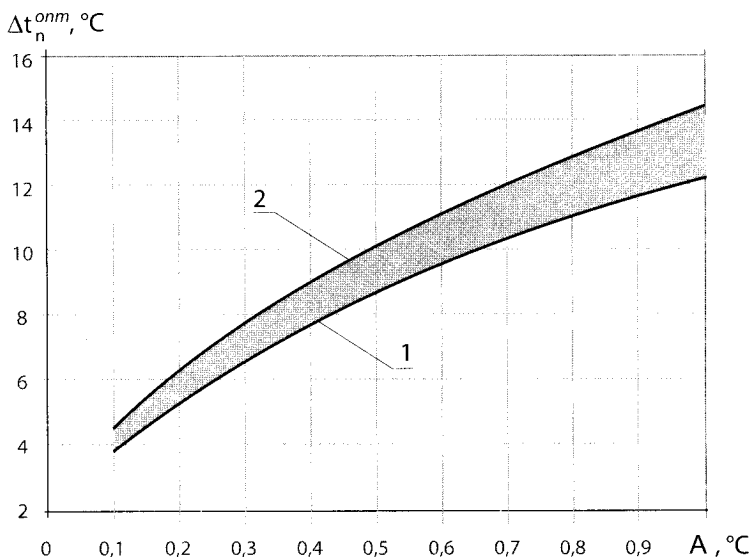


Рис. 2.24. Залежність оптимального ступеня охолодження повітря у випарнику від комплексу заданих величин A : 1 – для температури навколишнього середовища $t_0 = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 – $t_0 = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$

Із рис. 2.24 видно, що оптимальний ступінь охолодження повітря у випарнику теплового насоса суттєво залежить від комплексу заданих величин A , що характеризує собою величину втрат тиску повітряного потоку у випарнику, і слабо залежить від температури навколишнього середовища в діапазоні температур t_0 від $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Схема з використанням теплоти природної або скидної води

Для визначення характерних умов роботи джерела теплопостачання в системі опалення побудовано залежність питомих витрат зовнішньої енергії на опалення l_{on} від температури води на вході та виході з випарника при розрахунковій температурі теплоносія в низькотемпературній системі опалення $t_m^p = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Комплекс заданих величин A відповідно до діапазону зміни величини Δp прийнято рівним $0,15; 0,05; 0,01 \text{ }^\circ\text{C}$. Дані залежності побудовані при температурі навколишнього середовища мінус $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Підставивши значення відповідних величин у рівняння (2.50) з урахуванням виразів (2.47) і (2.49), отримаємо залежності, представлені на рис. 2.25.

Із графіків видно, що при різних значеннях температури води на вході існують оптимальні значення температур води на виході з випарника й відповідні їм мінімальні питомі витрати зовнішньої енергії на опалення.

Для визначення оптимальної різниці температур води на вході та виході з випарника може бути використана формула (2.53) з заміною температури зовнішнього повітря t_o на температуру води на вході до випарника t_o^{ex} .

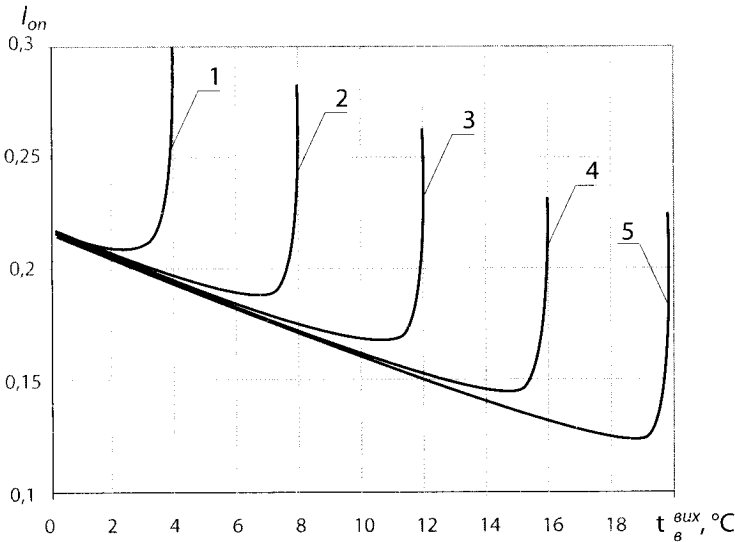


Рис. 2.25. Залежність питомих витрат зовнішньої енергії на опалення від температури води на виході з випарника при $t_m^p = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ (при $A = 0,01 \text{ }^\circ\text{C}$):

1 – 5 – температура води на вході до випарника $t_o^{ex} = 4, 8, 12, 16, 20 \text{ }^\circ\text{C}$ відповідно

Таким чином, оптимальний ступінь охолодження води у випарнику залежить від комплексу заданих величин A , температури навколишнього середовища t_o ,

температури води на вході до випарника t_a^{ax} та розрахункової температури гріючого теплоносія t_m^p , тобто $t_n^{onm} = f(A, t_o, t_a^{ax}, t_m^p)$.

Як показали результати розрахунків, оптимальний ступінь охолодження води у випарнику теплового насоса зростає зі збільшенням комплексу заданих величин A (який залежить в основному від гідравлічного опору випарника) і практично не залежить від температури навколишнього середовища, розрахункової температури теплоносія на опалення в діапазоні 30–50 °С та температури води на вході до випарника в діапазоні 4–20 °С.

На рис. 2.26 представлена залежність оптимального ступеня охолодження води від комплексу заданих величин A при температурі навколишнього середовища $t_o = -20$ °С. Видно, що оптимальний ступінь охолодження води суттєво залежить від комплексу A і практично не залежить від температури джерела теплоти в діапазоні температур від 4 до 20 °С.

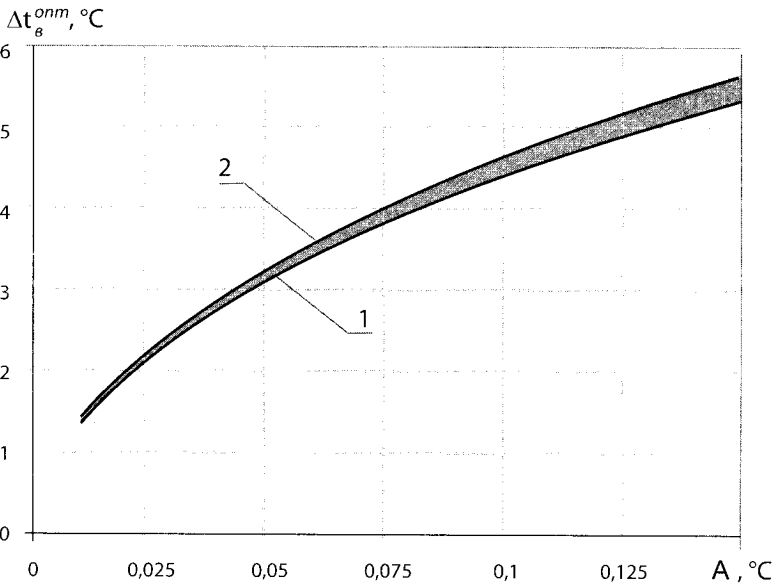


Рис. 2.26. Залежність оптимального ступеня охолодження води у випарнику від комплексу заданих величин A : 1, 2 – для температури води на вході до випарника $t_a^{ax} = 4$ та 20 °С відповідно

Схема з використанням теплоти ґрунту

Для відведення теплоти з ґрунту і використання його як нижнього джерела теплоти для ТН застосовуються вертикальні та горизонтальні ґрунтові теплообмінники. В наведеному аналізі розглядаються горизонтальні ґрунтові теплообмінники. По трубах ґрунтового колектору рухається незамерзаючий теплоносіє,

який нагрівається за рахунок теплоти ґрунту, а потім віддає теплоту в теплонасосній системі теплопостачання будинку.

Аналіз зміни параметрів системи теплозбору з масиву ґрунту протягом опалювального сезону показує (рис. 2.27), що температура теплоносія на виході із ґрунтового теплообмінника (ГТО) протягом опалювального сезону слабо змінюється та становить близько $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ [2.22]. Але в залежності від географічного розташування температура на виході в кінці зими може бути навіть нижче $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

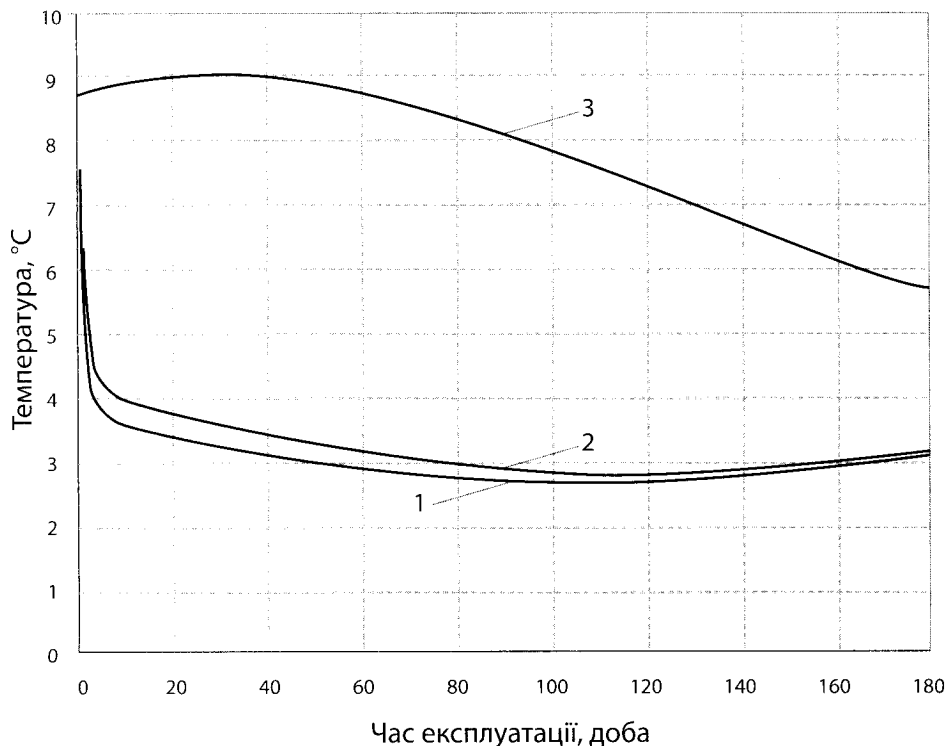


Рис. 2.27. Зміна параметрів системи теплозбору з масиву ґрунту протягом опалювального сезону: 1 – температура теплоносія на виході з ГТО; 2 – температура ґрунту в безпосередній близькості від ГТО на глибині 3 м; 3 – температура ґрунту на глибині 3 м

Діапазон зміни комплексу заданих величин $A=0,005-0,027$ вибрано з урахуванням реальних значень сумарних втрат тиску в нижньому контурі (у випарнику ТН та ГТО). Відповідно втрати тиску у випарнику були прийняті в діапазоні $\Delta p_{\text{вип}}=10-40$ кПа та в ГТО $\Delta p_{\text{г.к.}}=10-65$ кПа.

Для визначення характерних умов роботи джерела теплопостачання в системі опалення побудовано залежність питомих витрат зовнішньої енергії на опалення $l_{\text{оп}}$ від температури теплоносія на виході з випарника теплового насоса

при розрахункових температурах гріючого теплоносія в низькотемпературній системі опалення $t_m^p = 30\text{ }^\circ\text{C}$; $40\text{ }^\circ\text{C}$; $50\text{ }^\circ\text{C}$.

Дані залежності побудовані при температурі навколишнього середовища мінус $20\text{ }^\circ\text{C}$ та температурі теплоносія на вході до випарника $t_{c.p.}^{ex} = 3\text{ }^\circ\text{C}$. Підставивши значення відповідних величин у рівняння (2.50), з урахуванням рівнянь (2.47) та (2.48) отримаємо залежності, графічно представлені на рис. 2.28.

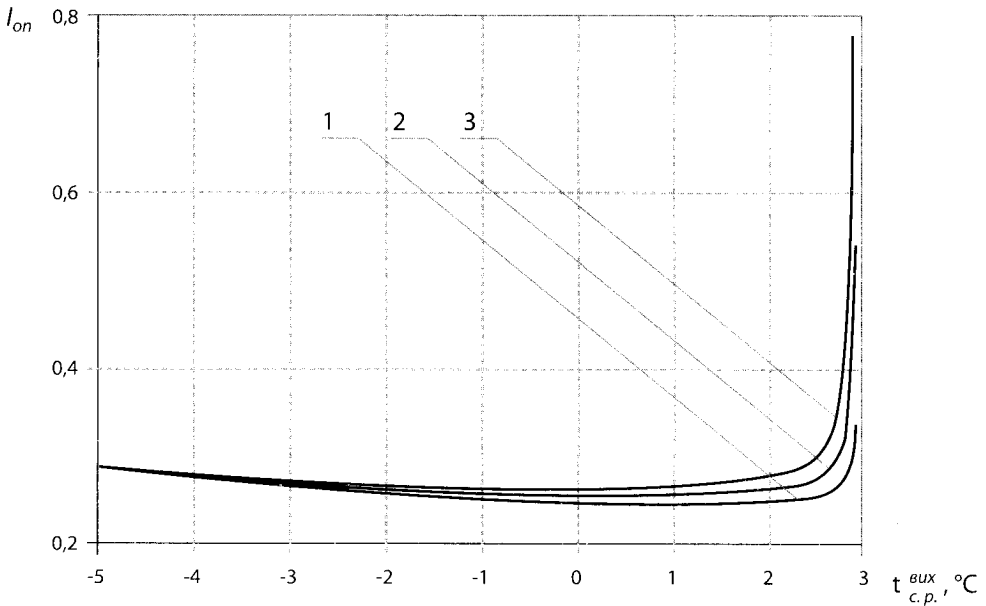


Рис. 2.28. Залежність питомих витрат зовнішньої енергії на опалення від температури теплоносія (соляного розчину) $t_{c.p.}^{ex}$ на виході з випарника ($t_m^p = 40\text{ }^\circ\text{C}$): 1, 2, 3 – комплекс заданих величин $A = 0,005; 0,015; 0,027\text{ }^\circ\text{C}$ відповідно

Із графіків видно, що при різних значеннях комплексу заданих величин A існують оптимальні значення температур теплоносія на виході з випарника й відповідні їм мінімальні питомі витрати зовнішньої енергії на опалення.

Оптимальні значення різниці температур теплоносія на вході та виході з випарника можуть бути визначені за формулою (2.53) з заміною температури t_0 на температуру незамерзаючого теплоносія на вході в випарник $t_{c.p.}^{ex}$.

Розрахунки показують, що оптимальний ступінь охолодження теплоносія у випарнику теплового насоса зростає зі збільшенням комплексу заданих величин A (який залежить в основному від гідравлічного опору випарника та ґрунтового теплообмінника) та слабо залежить від розрахункової температури теплоносія в системі опалення (в діапазоні температур $30\text{--}50\text{ }^\circ\text{C}$) та температури теплоносія на вході до випарника.

На рис. 2.29 показана залежність оптимального ступеня охолодження теплоносія у випарнику теплового насоса від комплексу заданих величин A при температурі гріючого теплоносія $t_m^p = 40^\circ\text{C}$.

Таким чином, можна прийняти, що оптимальний ступінь охолодження теплоносія у випарнику теплового насоса залежить тільки від комплексу заданих величин A . Апроксимація отриманих даних за допомогою логарифмічних координат дозволяє отримати формулу для визначення оптимального ступеня охолодження теплоносія у випарнику теплового насоса

$$\Delta t_{c.p.}^{opt} = 13,5A^{0,5}. \quad (2.23)$$

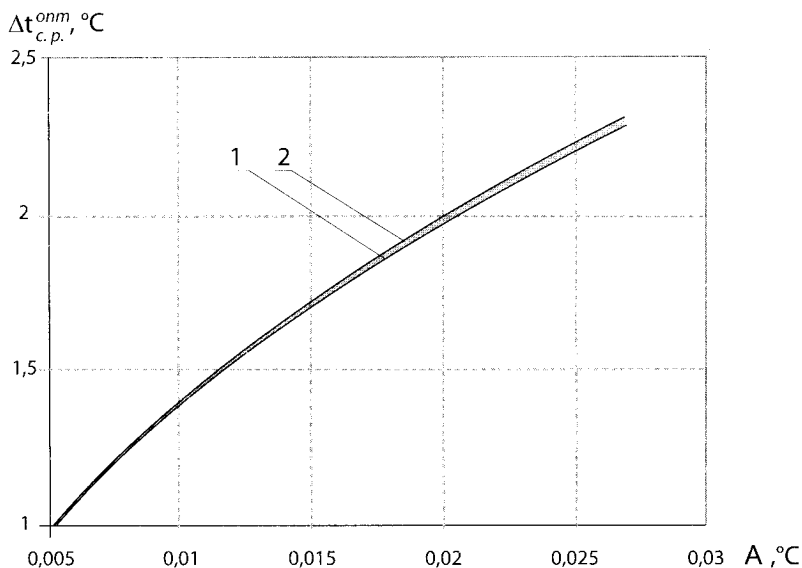


Рис. 2.29. Залежність оптимального ступеня охолодження теплоносія у випарнику від комплексу заданих величин A , $^\circ\text{C}$: 1, 2 – температура теплоносія (соляного розчину) на воді до випарника $t_{c.p.}^{ex} = 2$ та 5°C відповідно

2.11. СИСТЕМИ АКУМУЛЮВАННЯ І ТРАНСПОРТУВАННЯ ТЕПЛОТИ

Збільшення потужності конденсаційних АЕС в об'єднаних енергосистемах (ОЕС), скорочення в них частини встановленої потужності ГЕС та маневрових ТЕС на органічному паливі, зростаючі обмеження на застосування його в енергетиці з екологічних міркувань, спричинюють до необхідності включення АЕС в роботу у піковій та напівпіковій частинах графіка навантаження ОЕС.

Під акумулюванням вторинної енергії розуміють сукупність операцій щодо перетворення, транспортування і зберігання вторинної енергії, яка дає можливість на досить тривалий час відтермінувати момент генерації вторинної енергії від моменту реалізації.

Очевидно, всі види існуючої енергії можна акумулювати в тих чи інших системах з певним ступенем ефективності.

Для зниження нерівномірності споживання необхідно застосовувати акумулятори теплоти. Акумулятори – це пристрої, в яких зберігають енергію. Їх можна класифікувати як за принципом запасу енергії, так і за формами енергії (електричні, гравітаційні, хімічні, теплові, механічні), яку запасають та регенерують. Акумулювання частини енергії, що виробляється на установці, а потім реалізація цієї енергії призводять до підвищення маневреності установки.

Акумулятори доцільні у тому випадку, коли приведені витрати на установку з акумулятором менші, ніж приведені витрати на однакову за потужністю теплову установку.

Протікання хімічних реакцій супроводжується виділенням або поглинанням теплоти. Хімічні реакції є оборотними, тому, підводячи теплоту і змінюючи умови, в яких протікає реакція, можна проводити їх як у прямому, так і зворотному напрямках.

Витрачена на здійснення хімічної реакції енергія немовби запасється у продуктах реакції, та її можна використовувати у зворотних реакціях. Зберігання енергії зводиться до зберігання продуктів хімічної реакції. За описаним принципом працює хемотермічний акумулятор енергії (ХАЕ).

Вимоги, які ставляться до ХАЕ, такі:

- пряма і зворотна реакція мають протікати з високим ступенем перетворення вихідних продуктів реакції;
- температура зарядження і розрядження акумулятора мають забезпечувати максимально можливий тепловий ефект;
- основна реакція має протікати без побічних продуктів реакції;
- реакція має протікати швидко;
- для забезпечення здійснення реакції обладнання повинно бути простим;
- компоненти реакції мають бути доступними і мати низьку собівартість;
- некаталітичні продукти реакції повинні легко розділятися.

Всі хемотермічні акумуляційні системи можна поділити на два класи: з використанням твердих компонентів та з використанням газофазних і газорідних компонентів.

Впровадження хемотермічних акумуляторів з використанням твердих компонентів стикається із значними труднощами через необхідність переміщення

твердих продуктів реакції при високих температурах в окремих процесах та високу агресивність, токсичність і корозійну активність продуктів реакції. Впровадження інших систем пов'язане з меншими труднощами. За температурним рівнем їх можна поділити на високо- та низькотемпературні.

До високотемпературних хемотермічних акумуляторів належать системи, в яких потенціал теплоти, яка підводиться для протікання ендотермічної реакції, становить понад 570–600 К. Такі реакції можна застосовувати в атомній енергетиці для провального акумуляування енергії лише на АЕС з високотемпературними реакціями.

До хемотермічних реакцій з високою питомою енергоємністю належать: вуглекислотна конверсія метану, синтез метанолу, синтез етилену, газифікація твердого палива.

Високотемпературна хемотермічна акумуляція належить до енергетики теплотехнологій.

До низькотемпературних хемотермічних систем слід віднести такі системи, в яких температура розкладання агентів нижча за 570 К. Для протікання таких реакцій можна використовувати теплоту, одержану майже в усіх діючих реакторах на теплових нейтронах.

Можна використовувати як твердофазні системи, так і системи, основані на процесах абсорбції. До твердофазних систем слід віднести бікарбонат натрію. При температурі близько 170 °С і тиску до 3 МПа у вуглекислотному середовищі при підведенні теплоти проходить реакція



Продукти реакції можна зберігати в рідкому і газоподібному стані. Серед систем, в яких використовуються процеси абсорбції, найпоширенішою є система з використанням водного розчину аміаку. Ця система відома в холодильній техніці як абсорбційна холодильна установка. Під час провалу енергетичного навантаження пара з відборів турбіни і парогенераторів надходить у теплообмінники промконтур, де нагрівається вода. Гарячу воду застосовують для розділення у кип'ятильниках міцного аміачного розчину. Відділені пари аміаку конденсуються, і аміак в рідкому стані накопичується в спеціальних резервуарах, де зберігається при температурі навколишнього середовища або транспортується в місця подальшого використання.

У години «пік» рідкий аміак зі сховища та слабкий розчин перемішуються в абсорбері. Рідкий аміак заздалегідь випаровується в теплообміннику завдяки використанню низькопотенційної теплоти (стічні води, морська вода тощо).

В абсорбері, в результаті реакції поглинання, виділяється та кількість теплоти, яка була підведена до підігрівача (генератора).

Отже, теплота, витрачена в генераторі, виділяється в абсорбері і передається в систему теплопостачання. Практично для передавання теплоти використовують розтягнуту абсорбційну установку, генератор та абсорбер якої розміщують на відстані 100–200 м один від одного. Всі агенти зберігають і транспортують у рідкому стані при температурі навколишнього середовища, тому транспортування їх на великі відстані можна розглядати як вирішення проблеми теплопостачання від низькотемпературного атомного енергоджерела, яке знаходиться на великій відстані від міст.

Як зазначалося вище, абсорбційні схеми можуть працювати в режимах підвищувального і знижувального трансформатора. У режимі роботи підвищувального АТН можна використовувати теплоту низького потенціалу ($\sim 50\text{--}70\text{ }^\circ\text{C}$) і в процесі трансформації підняти теплоту до вищого потенціалу ($90\text{--}100\text{ }^\circ\text{C}$). У таких схемах для зрідження газоподібного аміаку застосовують компресорні установки.

Якщо до місця абсорбції для випаровування аміаку підводити теплоту з навколишнього середовища, то ефективність її передавання зростає.

Транспортування рідкого аміаку по трубопроводах освоєне у світовій практиці у промислових масштабах. В Україні експлуатується аміакопровід «Тольяті – Одеса» завдовжки 2 000 км. Таким чином, абсорбційні системи $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ можуть експлуатуватися як для акумулювання, так і для транспортування теплоти або суміщати обидві ці функції.

Відновлення інтересу до цих систем для зазначеної вище мсти пов'язано з працями А. Я. Столяревського, який запропонував кілька систем для регулювання потужності на основі водоаміачних установок і назвав їх ВАРП (водоаміачний регулятор потужності), а системи теплопостачання ВАТТ (водоаміачне транспортування теплоти).

Можливі й інші абсорбційні пари, наприклад $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$; $\text{NaOH} - \text{H}_2\text{O}$, але вони дорожчі порівняно з аміаком. Бромистолітійєву пару використовують в абсорбційних холодильних машинах.

Підсумовуючи результати проведеного огляду акумуляційних систем, слід зазначити, що критерієм їх вибору звичайно є мінімальні питомі витрати, а їх порівняльні оцінки слід проводити, враховуючи перспективні ціни на паливо.

Найефективнішими є теплові акумулятори, що використовують парову конверсію метану, газифікацію твердого палива й абсорбцію аміаку у воді. Ці самі системи можна використати для подальшого теплопостачання від АЕС, акумулювання і транспортування енергії.

Параметанова конверсія можлива в сполученні з високотемпературними реакторами, широке будівництво яких очікується на початку ХХІ сторіччя.

2.12. СИСТЕМИ З АКУМУЛЮВАННЯ ХОЛОДУ

Найчастіше акумулятори теплової енергії використовують у системах із періодично нерівномірною потребою в енергії, наприклад, протягом доби. Прикладами використання акумуляторів холоду є системи кондиціонування повітря у промислових цехах, системи охолодження молока та молочних продуктів на молокозаводах. Нерівномірність теплових навантажень на відповідні охолоджувальні системи визначається зміною зовнішніх теплоприпливів протягом доби, а у разі молокозаводів – періодичністю надходжень молока протягом доби, необхідністю його охолодження та перероблення негайно і в короткі терміни.

Можна встановити холодильну установку, що має холодопродуктивність на рівні пікових навантажень на охолоджувальну систему. Але тоді в періоди малих навантажень буде вироблятися надмірна кількість теплової енергії (теплоти чи холоду), буде надмірне витрачання електроенергії. Альтернативним стає варіант включення в охолоджувальну систему акумулятора холоду. У цьому разі холодильна установка вибирається з холодопродуктивністю дещо більшою, ніж потрібне її середнє значення (за добу), але меншою, ніж максимально потрібне значення. Тоді за періоди часу, коли теплове навантаження на охолоджувальну систему менше за холодопродуктивність системи, надлишок вироблюваного холоду можна скерувати на «зарядження» акумулятора холоду. У періоди часу, коли теплове навантаження більше за холодопродуктивність охолоджувальної системи, можна скористатись холодом, накопиченим в акумуляторі. Коли знову настане період малих теплових навантажень, акумулятор «підзаряджають». Таке просте, з першого погляду, рішення дає змогу ефективно розв'язати проблеми енергозбереження, зниження собівартості продукції тощо. Спонукають до таких рішень і фінансові обставини, наприклад, коли протягом доби встановлено різні тарифи на електроенергію, вигідно виробляти (акумулявати) холод вночі, а використовувати його вдень.

Звичайно, у вищенаведених міркуваннях передбачається, що при використанні охолоджувальних систем з холодопродуктивністю, меншою за пікові значення теплового навантаження на них та з акумулятором холоду в таких системах, не порушуються і виконуються вимоги до режимів холодильної технології обробки чи зберігання харчових продуктів, до параметрів повітря в системах

кондиціонування, до характеристик процесів кипіння, конденсації хладону в холодильних установках тощо.

Цей аспект є дуже важливим, бо може статись і дійсно трапляється на підприємствах, що вартість втрат маси продукції, її якості на порядок перевищують досягнуту економію і навіть загальні витрати електроенергії на виробництво холоду. Тому проектування та експлуатація охолоджувальних систем з акумуляторами холоду потребує ретельного розрахунку планів роботи охолоджувальної системи, послідовності холодильної обробки, зберігання різних видів продуктів (номінального і на кожну добу), теплових навантажень на теплообмінне обладнання, теплоприпливів з навколишнього середовища, необхідних об'ємів акумулятора (маси накопиченого хладона), динаміки змін температур хладона в акумуляторі і в системі його циркуляції, кінетики фазових перетворень у хладона, інших характеристик охолоджувальної системи.

Доречно і таке кардинальне рішення – вибрати холодильну установку з холодопродуктивністю, що перевищує пікові значення теплового навантаження на підприємстві. За її допомогою за більш-менш короткий відрізок часу можна «зарядити» акумулятор холоду хладону, об'єм якого складає всю сумарну потребу в холодоносії на наступну добу чи дещо більший.

Таке рішення дасть можливість максимально задовольнити вимоги до технології використання хладона без використання холодильної установки, у період «зарядження» будуть реалізовані стабільні режими роботи холодильної установки. Але чи не будуть занадто великими при такому варіанті об'єми акумулятора холоду, чи знайдуться на підприємстві площі для його розміщення? Чи можна сховати великого слона за маленьким деревом? Наприклад, ряд міст Європи мають акумулятори теплоти в системах з тепловими насосами для теплопостачання окремих масивів житлових будинків. Об'єми акумуляторів складають декілька сотень тисяч кубічних метрів, їх створюють в ущелинах між скелями або будують під землею. В них влітку зливають теплу воду (фонтани, дощову воду, річкову воду тощо) з тим, щоб зимою використовувати накопичену таким чином теплоту.

Зменшення необхідного об'єму акумулятора можна досягти, якщо використовувати не тільки охолодження хладона, але й екзо- чи ендотермічні ефекти фазових перетворень (вода-лід) чи хімічних реакцій (водні розчини кристалогідратів) у холодоносії.

Історично склалось так, що проектувались і функціонують акумулятори – резервуари витискувального та випорожнювального типів відносно просторового розділення та процесів змішування охолодженого й нагрітого хладона. Так, в акумуляторі-резервуарі витискувального типу холодоносії з різною температурою

розділені перегородкою, переливаючись через яку, один з них витискує інший, відповідною мірою змішуючись з другим. Найчастіше такі акумулятори є акумуляторами-резервуарами з відкритою (до атмосфери) поверхнею хладона.

Акумулятори випорожнювального типу характерні для замкнених та закритих систем циркуляції хладону (без розриву струмини). З іншого боку, для зарядження акумуляторів холоду можна використовувати як природний, так і штучний холод. Тому частіше передбачається просторове розділення джерела холоду та акумулятора-резервуара. Були, наприклад, поширені і використовуються тепер системи з акумуляцією холоду, де процес акумуляції реалізується у самому випарнику холодильної установки шляхом наморозування на охолоджувальних поверхнях льоду завтовшки до 20–40 мм. У періоди збільшення теплового навантаження, підвищення температури хладона припускається, що накопичений лід буде танути і, за рахунок поглинання теплоти танення, буде зменшуватись температура хладона (льодяної води). Це дійсно так, але кінетика танення льоду така, що ефективного та швидкого охолодження в цьому разі не досягають, виникають відхилення в технології охолодження рідин та продуктів. Інакше кажучи, акумуляування холоду в цьому разі досягається, але скористатись цим холодом досить ефективно неможливо.

З іншого боку, створення на охолоджувальній поверхні випарника льоду товщиною до 20–40 мм призводить до зменшення коефіцієнту теплопередачі в 2–2,5 рази та, відповідно, до необхідності зниження температури кипіння хладону. Зниження температури кипіння хладону на 1 °C у діапазоні мінус 20–мінус 10 °C призводить до зниження холодопродуктивності охолоджувальної системи та підвищення витрат електроенергії на виробництво холоду до 3,0 %. Тому наморозування льоду на охолоджувальних поверхнях випарника з температурами кипіння мінус 20–мінус 10 °C призводить до збільшення втрат електроенергії близько 20–35 % проти значень енерговитрат при температурах кипіння в діапазоні мінус 7–мінус 2 °C, якщо просто охолоджується льодяна вода чи розсіл.

Суттєво негативна роль кінетики танення льоду, що плаває у воді, зумовлена різнонаправленою дією градієнту температур та підйомної архімедової сили, в свою чергу зумовленої аномальною залежністю густини води від температури. Ця фізична причина стає наслідком стратифікації температур льодяної води при її зберіганні в акумуляторах-резервуарах, виникає завдання розміщення теплової ізоляції на внутрішній чи на зовнішній стороні резервуара.

Наведені вище негативні аспекти використання холоду, накопиченого у вигляді льоду, спричинили проектування (чи використання) лише рідинних акумуляторів холоду, тобто таких, в яких накопичується тільки льодяна вода чи розсіл, використовується для акумуляції холоду тільки така фізична величина

як теплоємність продукту. Основна перевага таких рідинних систем акумуляції полягає в можливості оперативного й швидкого використання накопиченого хладона при різкозмінних потребах в ньому. Основний недолік – великі об'єми акумуляторів-резервуарів, труднощі економічно вигідного здобування такого відносно екологічно чистого хладона як льодяна вода з температурою $0-0,5$ °С тощо. Але накопичення холоду шляхом виробництва лускового льоду (ice slurry) чи розсолів з кристаликами льоду дозволяє зберегти основну перевагу рідинних акумуляторів і, з іншого боку, зменшити негативні аспекти рідинних акумуляторів.

Системи охолодження як з чисто рідинними, так і з акумуляторами, де використовується лусковий лід, можна розділити (у рамках принципів схем відповідних охолоджувальних систем) на три типи: із загальною (одноконтурною) подачею хладона до технологічних апаратів, випарника та акумулятора-резервуара (рис. 2.30); з роздільною (двоконтурною) подачею хладона до технологічних апаратів, випарника та акумулятора-резервуара (рис. 2.31); з незалежною циркуляцією охолодженого й нагрітого хладона (рис. 2.32).

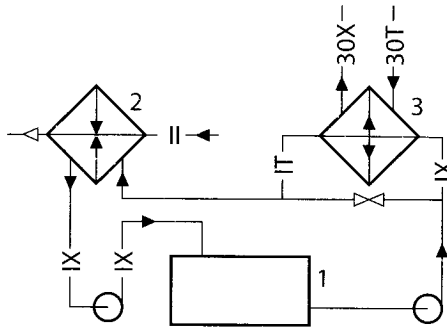


Рис. 2.30. Загальна схема циркуляції хладона в системі холодопостачання:
1 – акумулятор, 2 – льодогенератор, 3 – теплообмінні апарати.

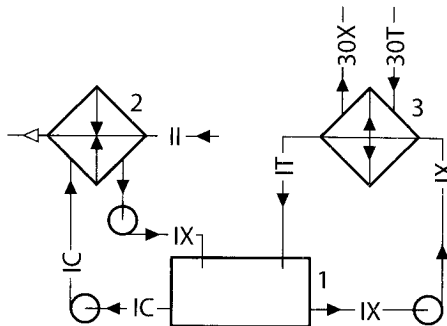


Рис. 2.31. Роздільна схема циркуляції хладона в системі холодопостачання:
1 – акумулятор, 2 – льодогенератор, 3 – теплообмінні апарати

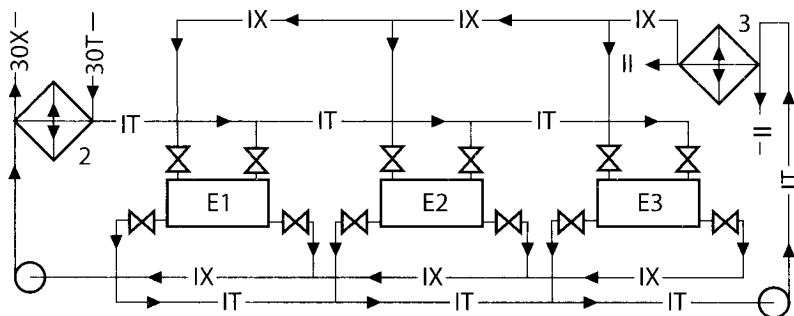


Рис. 2.32. Схема системи холодопостачання з незалежною циркуляцією охолодженого й нагрітого хладона: *E1, E2, E3* – акумулятори, *2* – льодогенератор, *3* – теплообмінні апарати

Якщо з наведених на рис. 2.30–2.32 схем виключити такий елемент як льодогенератор, вони стануть схемами охолоджувальних систем з чисто рідинними акумуляторами. Змішування охолодженого й опаленого (після проходження через теплообмінні апарати) хладона призводить до зміни температури хладона перед теплообмінними апаратами, а звідси до відповідних порушень вимог технологій холодильної обробки. Наприклад, льодяна вода з температурою $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ змішалася з опалення водою так, що утворилася суміш $3\text{--}3,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Таким хладоном неможливо вже охолодити молоко до необхідної температури $4\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Уникнути таких порушень можна, якщо акумулятор-резервуар розділити на декілька (мінімум три) окремих місткостей. Одна з них приймає опалений холодоносій, друга, попередньо «заряджена» охолодженим холодоносієм, випорожнюється (розряджається) на теплообмінні апарати, третя – «заряджається» охолодженим холодоносієм. По черзі кожна місткість використовується для одного з трьох названих призначень. Таким чином, досягається стабілізація температури як охолодженого хладона, що подається у теплообмінні апарати, так і опаленого хладона, що подається для охолодження у випарник.

Нехай у принципових схемах холодопостачання використані випарники, що ефективно охолоджують холодоносій до температур, близьких до температури початку кристалізації води в ньому, без будь-якого наморожування льоду на охолоджувальних поверхнях, з достатньо високою температурою кипіння хладону, з достатньо високою економічною ефективністю. Тоді, використовуючи льодогенератор, можна доохолодити хладон до більш низької температури, наприклад, льодяну воду від $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $0\text{--}0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Цього досягають різними шляхами, а саме:

- у місткостях *E1, E2, E3* акумулюється рідкий хладон. При подачі хладона на теплообмінні апарати він проходить льодогенератор, в якому із хладона виморожується лід, товщиною до $1\text{--}2\text{ мм}$, що сколюється і повертається в

хладон. Важливо, щоб довжина каналу транспортування хладона до теплообмінних апаратів була достатньою для танення лускового льоду в потоці розсолу, льодяної води;

- знову місткості $E1, E2, E3$ використовуються як рідинні акумулятори холоду, а льодогенератор лускового льоду працює автономно, «заряджаючи» додаткову місткість лусковим льодом, частинки якого мають температуру, не вищу за мінус $6-7$ °С. У цьому разі лусковий лід не змерзається, може відносно довго зберігатись, фактично виникає акумулятор (танк) лускового льоду. При потребі такий лід може підсипатись у потік рідкого хладона з місткостей $E1, E2, E3$ у необхідній кількості.

В обох випадках канали теплообмінних апаратів можуть допускати чи не допускати транспортування суміші з кристалами льоду (суспензії). У разі можливості перекачування розсолів із кристалами льоду виникають нові позитивні аспекти.

Цікаво порівняти між собою наведені три типи систем холодопостачання за найважливішими їх показниками: за діапазоном стабілізації температури хладона, залежно від об'єму акумулятора, інших параметрів елементів охолоджувальної системи; за потрібною холодопродуктивністю випарника холодильної установки порівняно з її значенням у період пікового навантаження та середнім значенням теплового навантаження за добу; за можливостями використання зміни фінансових тарифів за споживану електроенергію протягом доби; за зниженням фінансових витрат на споживану електроенергію; за рівнем стабілізації теплових навантажень на киплячий хладон у випарнику; можливостями автоматизації та безпечної експлуатації холодильної установки; скороченням кількості обслуговуючого персоналу. Для розв'язання цих завдань, розробка методики проектування, планування роботи охолоджувальної системи на наступні терміни часу необхідно розробити математичну модель охолоджувальних систем на єдиній методологічній основі. Це може бути, наприклад, метод теплових та масових балансів мовою таких величин, як зміна в часі τ об'єму $V(\tau)$, температури $t(\tau)$ холодоносія в акумуляторі-резервуарі, кількість наявного холоду $Q(\tau)$ в акумуляторі. Прикладом можуть стати відповідні рівняння для випадку загальної схеми циркуляції хладона:

$$\frac{dQ(\tau)}{d\tau} = C[t^{**}(\tau)]\rho[t^{**}(\tau)]G_B(\tau) \cdot \{T - t^{**}(\tau) + \Delta t_0(\tau - B)\} - c[t(\tau)]\rho[t(\tau)]G_{АП}(\tau) \cdot \{T - t(\tau)\}; \quad (2.54)$$

$$\frac{dV(\tau)}{d\tau} = \frac{1}{\rho[t(\tau)]} \left\{ \rho[t^{**}(\tau)] G_B(\tau) - \rho[t^*(\tau)] G_{an}(\tau) \right\}; \quad (2.55)$$

$$V(\tau) \frac{dt(\tau)}{d\tau} = \frac{\rho[t^{**}(\tau)]}{\rho[t(\tau)]} G_B(\tau) \cdot \left\{ T - t(\tau) \left[T - t^*(\tau) + \Delta t_0(\tau - B) \cdot \frac{c[t^*(\tau)]}{c[t(\tau)]} \right] \right\}. \quad (2.56)$$

У цих рівняннях $G_B(\tau)$ – витрати хладона через випарник; $G_{an}(\tau)$ – сумарні витрати хладона через теплообмінні апарати; T – максимально допустиме верхнє значення температури хладона на вході в теплообмінні апарати; Δt_0 – зміна температури (підохолодження) хладона у випарнику; Δt_k – зміна температури (підігрів) хладона в теплообмінному апараті (номер k); $\Delta t_{лr}(\tau)$ – зміна (сумарна в часі) температури хладона за рахунок поглинання теплоти танення льоду, виробленого льодогенератором, включаючи і охолодження при течії хладона через льодогенератор. Інші величини визначені співвідношеннями

$$t^*(\tau) = \frac{\sum_{k=0}^n G_k(\tau) \cdot t_k(\tau) \cdot C(t_k) \cdot \rho(t_k)}{\sum_{k=0}^n G_k(\tau) \cdot c(t_k) \cdot \rho(t_k)}, \quad (2.57)$$

$$t^{**}(\tau) = t^*(\tau) - \Delta t_0(\tau - B), \quad (2.58)$$

$$t_k(\tau) = t(\tau - B - E_k) - \Delta t_{лr}(\tau - B - E_k) + \Delta t_k(\tau - B - L_k), \quad (2.59)$$

де $\rho(\tau)$, $c(t)$ – залежні від температури t густина і питома теплоємність хладона, $k = 1, n$ – номери теплообмінних апаратів, $k = 0$ – відповідає витратам хладона у контурі акумулятор – льодогенератор – випарник. Відповідно величини B, E_k, L_k – значення проміжків часу, необхідних для проходження елементом об'єму хладона, окремих ділянок всього контуру його циркуляції.

Для інших схем циркуляції хладона рівняння, що описують величини $V(\tau)$, $Q(\tau)$, $T(\tau)$ в часі, мають вигляд аналогічний (2.54–2.56). Система диференціальних рівнянь (2.57–2.59) буде замкнутою, якщо її доповнити рівняннями, що моделюють зміни температури хладона у випарнику, теплообмінних апаратах,

рівняннями, які моделюють кінетику танення ($\Delta t_{лп}$) кристалів льоду в потоці хладона.

Детальний аналіз здобутих рівнянь важливо проводити на стадії проектування при номінальних значеннях характеристик елементів охолоджувальної системи чи при плануванні роботи охолоджувальної системи на наступну добу із заданням фактичних значень параметрів встановленого теплообмінного обладнання.

У випадку компактних охолоджувальних систем запізнювальні аргументи V, E_k, L_k можуть не враховуватися (прирівнюються до нуля). Можна при перших грубих оцінках знехтувати залежністю витрат хладона та змін $\Delta t_{\rho}, \Delta t_{л\sigma}, \Delta t_k$ від часу, залежностями густини, теплоємності хладона від температури. Тоді моделювальні рівняння суттєво спрощуються, наприклад, рівняння (2.55 – 2.56) наберуть вигляду

$$\frac{dV(\tau)}{d\tau} = 0, V(\tau) = const = V_{ak}, \quad (2.60)$$

$$\frac{dt(\tau)}{d\tau} = \frac{G_{п}}{V_{ak}} \{ \Delta t_{an} - \Delta t_{л\sigma} - t_o \}. \quad (2.61)$$

Уже ці прості рівняння можна використати для грубої оцінки необхідних характеристик охолоджувальної системи в умовах чергування пікових (витрати хладона $G_{an}^{nik} > G_{an}^{cp}$) навантажень та занижених міжпікових навантажень ($G_{an} < G_{an}^{cp}$) протягом доби, робочих змін. Прагнучи, щоб у кінці міжпікового періоду температура хладона знизилась до технологічно необхідного значення t_{ρ} , дістанемо з аналізу (2.61), що підохолодження Δt_{ρ} у випарнику має узгоджуватися з Δt_{an} та $\Delta t_{л\sigma}$ у рамках співвідношення

$$\Delta t_{\rho} = \Delta t_{an} \frac{\tau_{max} + \left(\frac{G_{an}^{cp}}{G_{an}^{min}} \right)^2 \tau_{min}}{\tau_{max} + \left(\frac{G_{an}^{min}}{G_{an}^{nik}} \right)} - \Delta t_{л\sigma}, \quad (2.62)$$

де τ_{max}, τ_{min} – максимальна та мінімальна тривалість пікового та міжпікового періодів теплового навантаження на охолоджувальну систему.

Необхідна холодопродуктивність випарника дорівнює при цьому добутку $c \cdot G_{an}^{cp} \cdot \Delta t_{\rho}$ (G_{an}^{cp} – середнє значення витрат холодоносія за добу).

З іншого боку, будемо також добиватися, щоб при розрядженні акумулятора в міжпіковий період температура хладона не перевищувала допустиме значення T . Звідси одержуємо (інтегруванням (2.55)) значення необхідного мінімального об'єму акумулятора холоду

$$V_{ak}^{min} = \frac{G_{an}^{nik} [\Delta t_{an} - \Delta t_0 - \Delta t_{\lambda e}]}{T - t_0} \cdot \tau_{max} \quad (2.63)$$

У разі схеми з роздільною циркуляцією холодоносія оцінка мінімального об'єму акумулятора має вигляд

$$V_{ak}^{min} = \frac{G_{an}^{nik} [\Delta t_{an} - \Delta t_{\lambda e}] - G_{an}^{cp} \cdot \Delta t_0}{T - t_0} \cdot \tau_{max} \quad (2.64)$$

при необхідній холодопродуктивності випарника холодильної установки не менше ніж

$$Q_{вин} = c\rho [\Delta t_{an} - \Delta t_{\lambda e}] \frac{\tau_{max} \cdot G_{an}^{nik} + \tau_{min} \cdot \sum_{k=1}^n G_k}{\tau_{max} + \tau_{min}} \quad (2.65)$$

У цих формулах не врахована необхідна холодопродуктивність системи виробництва лускового льоду, ця система може бути автономною.

Ще раз підкреслимо, що повна стабілізація температури хладона (включаючи і випадки, коли хладон включає кристали льоду) на заданому рівні t_0 досягається при використанні охолоджувальної системи з незалежною циркуляцією хладона за рахунок розділення об'єму акумулятора на $(N + 1)$ окремих (*min* три) ділянок. Необхідний об'єм такого акумулятора становить

$$V_{ak}^{min} = \frac{N + 1}{N} \sum_{k=1}^n G_k \cdot \tau_k, \quad (2.66)$$

а холодопродуктивність випарника

$$Q_{вин} = c\rho [\Delta t_{an} - \Delta t_{\lambda e} - \Delta t_0] \frac{1}{\tau_{НОМ}} \sum_{k=1}^n G_k \cdot \tau_k \quad (2.67)$$

У формулах (2.64, 2.65) величини G_k та τ_k – витрати хладона та тривалість роботи k – того теплообмінного апарата, а $\tau_{ном}$ – заданий термін «зарядження» акумулятора охолодженням хладона. Підкреслимо також, що і розрахунки за спрощеними формулами (2.31–2.36) необхідно проводити шляхом ретельного

розрахунку (аналізу) витрат хладона, тривалостей τ_{max} , τ_{min} , особливо змін температур Δt_o , Δt_{Δ} , Δt_k . Наприклад, тільки заміна $\Delta t_o = 1$ °C на $\Delta t_o = 2$ °C означає підвищення холодопродуктивності випарника приблизно вдвічі.

Часто переваги однієї охолоджувальної системи з акумуляторами холоду над іншою визначають кількістю насосів, що схематично наче є необхідними. Такий підхід є некоректним, і в подальшому необхідно ретельно розраховувати втрати тиску при різних значеннях витрат хладона, розраховувати варіанти розміщення елементів охолоджувальної системи, і вже на підставі здобутої кількісної інформації вибирати кращий варіант компонування охолоджувальної системи.

Важливим аспектом в експлуатації охолоджувальної системи з акумуляторами холоду є накопичення забруднень у хладоні, акумуляторі, трубопроводах, накопичення повітря, мастила в елементах контуру циркуляції хладону. Ці компоненти суттєво підвищують витрати електроенергії на виробництво холоду, призводять до порушень технології холодильної обробки, зниження якості продукції тощо. Забруднення підлягають періодичному видаленню з охолоджувальної системи. Серед порушень технології слід виділити і використання холодоносія для охолодження відносно сильно нагрітих продуктів, наприклад, пастеризованого молока тощо. Таке охолодження треба проводити в секціях регенерації теплоти, а хладон використовувати для доохолодження. Крім очевидних зайвих витрат електроенергії, у таких випадках хладон сильно підігрівається в теплообмінних апаратах, стає великим перепад температур у випарнику. Може виникнути явище кризи кипіння хладону, різко зменшитися холодопродуктивність випарника. Щоб уникнути такої негативної ситуації, необхідно знизити температуру хладона перед випарником до її паспортного значення. Це можна реалізувати шляхом з'єднання ліній циркуляції охолодженого та опаленого хладона через вентиль-змішувач. Відповідно до цього треба збільшити і значення розмірів акумуляторів проти значень за формулами, що наведені вище.

2.13. ВОДОЛЬОДЯНІ АКУМУЛЯТОРИ ХОЛОДУ

Водольодяні акумулятори холоду застосовують у тих випадках, коли теплове навантаження установки зазнає короточасних «пікових» змін (на підприємствах молочної промисловості, у пивоварному виробництві, на суднах – при швидкому охолодженні значних виловів риби та на багатьох інших технологічних виробництвах). Застосування акумуляторів холоду (льодяної води)

дозволяє значно зменшити потребу в холодильному обладнанні та використовувати електроенергію у нічний період.

Холод акумулюється охолодженням води та наморозуванням льоду на охолоджувальній поверхні. Лід можна наморозувати на теплопередавальній поверхні занурених випарників (вертикально-трубних, змійовикових, панельних) або в окремому генераторі, розміщеному над акумулятором (рис. 2.33, 2.34).

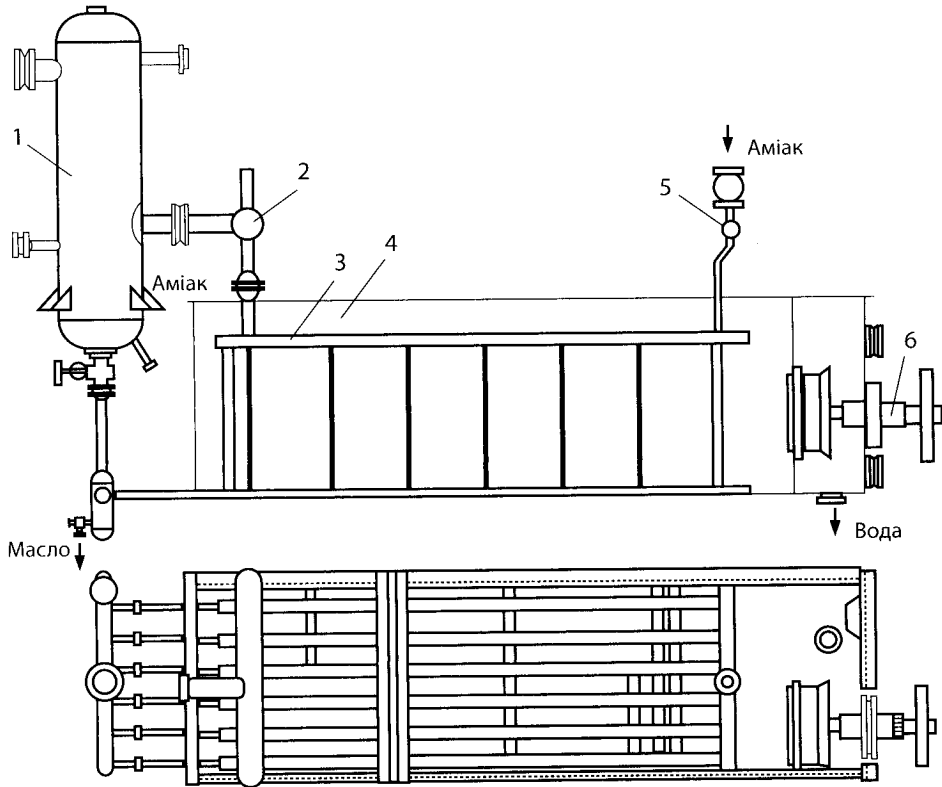


Рис. 2.33. Льодяний акумулятор холоду панельного типу: 1 – віддільник рідини; 2 – колектор; 3 – секція випарника; 4 – бак; 5 – розподільник аміаку; 6 – мішалка

Акумулятори першого типу витрачають приблизно $25 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$ на 1 т наморозуваного льоду, акумулятори другого типу – $36 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$

Холодоакумулятори з евтектичним розчином. Евтектичний лід виготовляють заморозуванням водяних розчинів солей кріогідратної концентрації у закритих металевих або пластмасових місткостях – зероторах. Зероторні акумулятори переносного типу застосовують у торговельній мережі, на автотранспорті, для охолодження невеликих теплоізольованих контейнерів та в побуті.

Заморожені евтектичні розчини (евтектика) мають низьку і постійну температуру плавлення й достатньо велику теплоту плавлення.

Найчастіше для зероторів застосовують розчини NaCl та KCl у воді. Крім евтектики, використовують також водяний розчин пропіленгліколю. Залежно від концентрації пропіленгліколю температура замерзання розчину змінюється від -3 до -50 °С.

Зеротори виготовляють різної форми: у вигляді тригранної призми, циліндра, паралелепіпеда. Для охолодження напоїв у побуті застосовують також пластикові кулькові оболонки.

Зеротори є гігієнічними, тому що не виділяють із себе рідини, їх можна багаторазово використовувати. Після плавлення евтектики їх знову заморозують на зарядних станціях – у потоці повітря, на морозильних стелажах, у холодильному розсолі. При заморожуванні зероторів температура повітря має бути на $6-8$ °С нижчою за температуру замерзання евтектики, а температура охолоджувального розсолу – на $5-6$ °С. Тривалість заморожування у повітрі $18-24$ год, у холодному розсолі – близько 3 год. На тривалість заморожування значно впливає товщина шару розчину в зероторі.

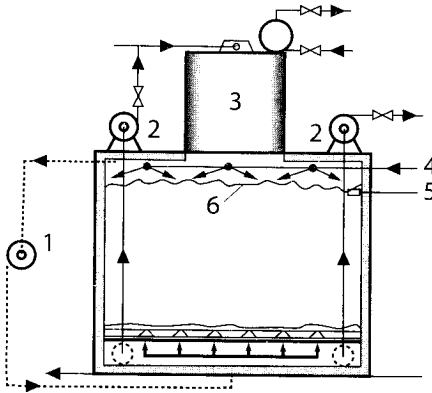


Рис. 2.34. Схема льодяного холодоакумулятора роторного типу: 1 – барботажна повітродувка; 2 – водяні насоси; 3 – роторний льодогенератор; 4 – водозрошувач; 5 – датчик рівня льоду; 6 – лускоподібний лід

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Проблеми використання атмосферного повітря взимку в умовах України.
2. Характеристика вентиляційних викидів та їх застосування в житлових і громадських будівлях.
3. Правила монтажу теплових насосів в котеджах.
4. Які швидкості повітря слід приймати в ТН типу «повітря-повітря»? Назвіть переваги і недоліки повітряного опалення.
5. З яких точок будівлі забирають вентиляційні викиди. Кратність вентиляції для різного призначення будівель. Які переваги і недоліки у ТН типу «вентиляційне повітря – вода»?
6. Які системи опалювальних приладів використовуються при теплонасосному теплопостачанні?
7. Які особливості використання в ТН вентиляційного повітря шахт і метрополітенів?
8. Вимоги до розміщення свердловин при використанні артезіанських вод.
9. Як виконується колектор для відбирання теплоти з води відкритих водойм?
10. Переваги і проблеми використання теплоти каналізаційних вод в ТН.
11. Як використовують теплоту з конденсаторів турбін? Приводні двигуни та значення ККД.
12. В яких випадках доцільно використовувати зворотну воду з теплових мереж в ТН?
13. Переваги при заміні градирні тепловим насосом.
14. Конструкції вертикальних і горизонтальних ґрунтових теплообмінників.
15. Поясніть принцип використання теплоти переходу води в лід для підігрівання повітря. Назвіть значення теплоти кристалізації води.

ЛІТЕРАТУРА

- 2.1. Пісарев В. Є. Теплові насоси та холодильні установки: Навчальний посібник. – К. : КНУБА, 2002. – 124 с.
- 2.2. СНиП 2.04.05-91 «Строительные нормы и правила отопления, вентиляции и кондиционирования».
- 2.3. МГСН 2.01-99 «Энергобережения в будинках, нормативи по теплозахисту й тепловодоелектропостачанню».
- 2.4. Безродний М. К. Енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання/М. К. Безродний, Н. О. Притула. – К. : НТУУ «КПІ», 2012. – 208 с.
- 2.5. Гершкович В. Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами. К.: Украинская Академия Архитектуры ЧП «Энергоминимум», 2009. – 60 с.
- 2.6. Фиалко Н. М. Оценка эффективности применения тепловых насосов в условиях метрополитенов и угольных шахт/Н. М. Фиалко, Л. Б. Зимин // Промышленная теплотехника. – 2006. – № 2. – С. 111–119.
- 2.7. Сорокин О. А. Применение теплонасосных установок для утилизации сборной низкопотенциальной теплоты на ТЭС/О. А. Сорокин // Промышленная энергетика. – 2005. – № 6. – С. 36–41.
- 2.8. Николаев Ю. Е. Определение эффективности тепловых насосов, использующих теплоту обратной сетевой воды ТЭЦ/Ю. Е. Николаев, А. Ю. Бакшеев // Промышленная энергетика. – 2007. – №9. – С. 14–17.
- 2.9. Зимин Л. Б. Анализ эффективности теплонасосных систем утилизации теплоты канализационных стоков для теплоснабжений социальных объектов/Л. Б. Зимин, Н. М. Фиалко // Промышленная теплотехника. – 2008. – № 1. – С. 77–85.
- 2.10. Стратегія розвитку паливно-енергетичного комплексу України до 2030 року. : Офіц. вид. – К. : М-во палива та енергетики України, 2006. – 129 с.
- 2.11. Нечаєва Т. П. Фактори екологічного впливу теплоенергетичних об'єктів на довкілля/Т. П. Нечаєва, С. В. Шульженко, Д. П. Сас, М. В. Парасюк // Проблеми загальної енергетики. – 2008. – № 18. – С. 54–60.
- 2.12. Варламов Г. Б., Любчик Г. М., Маляренко В. А. Теплоенергетика та екологія: Підручник. – Х. : «Видавництво САГА», 2008. – 234 с.
- 2.13. Про охорону навколишнього природного середовища: Закон України від 25 червня 1991 р. № 41 // Відомості Верховної Ради України. – 1991. – № 41.
- 2.14. Про охорону атмосферного повітря: Закон України від 16 жовтня 1992

- р. № 50 // Відомості Верховної Ради України. – 1992. – №50.
- 2.15. Jacques Bernier. La pompe de chaleur. Mode d'emploi. – Paris. : – Рус Edition. – 553 p.
- 2.16. Пуховий І. І., Новаківський Є. В. Енергія, отримана від сонячного випромінювання в різних кліматично-географічних зонах України з урахуванням хмарності та її залежність від орієнтації сонячних колекторів // Відновлювальна енергетика. – 2006. – №4. – С. 28–36.
- 2.17. Пуховий І. І., Безродний М. К., Мхітарян Н. М., Кудря С. О. Економія природного газу при заміні котлів тепловими насосами та використання теплоти кристалізації води, як альтернативи теплоті ґрунту // Відновлювана енергетика. – 2006. – №1. – С. 15–19.
- 2.18. Пуховой И. И. Тепловые насосы, потребляющие электроэнергию по цене ночного тарифа и использующие теплоту сточных вод и кристаллизации воды. [Текст] Малая энергетика в системе обеспечения экономической безопасности государства. Под ред. Г. К. Вороновского, И. В. Недина – Киев: Знания Украины. – 2006. – С. 152–156.
- 2.19. Пуховий І. І. Безпосереднє використання теплоти доквілля в системах тепло- і холодопостачання // Техн. електродинаміка. – 2003. – Тем. вип. – С. 31–33.
- 2.20. Пуховий І. І. Спільна робота систем опалення з безпосереднім та теплонасосним використанням природних та техногенних скидних вод // Техн. електродинаміка. – 2004. – № 3. – С. 94–96.
- 2.21. Некрасова О. А. Исследование теплонасосных систем отопления (модельный подход) / О. А. Некрасова, Ю. В. Синяк // Теплоэнергетика. – 1986. – № 11. – С. 30–34.
- 2.22. Костиков А. О. Влияние теплового состояния грунта на эффективность теплонасосной установки с грунтовым теплообменником / А. О. Костиков, Д. Х. Харлампида // Энергетика: економіка, технології, екологія. – 2009. – № 1. – С. 32–40.

РОЗДІЛ 3. ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ РІЗНИХ ОБ'ЄКТІВ

3.1. СХЕМНІ РІШЕННЯ ТНУ

Схеми ТНУ з парокомпресійними системами. Розрізняють одно- та двоступеневі ТНУ. При великих ΔT між випарником і конденсатором потрібне високе відношення тисків P_k/P_θ , що разом з конструкційними рішеннями призводить до збільшення втрат ексергії у компресорі та дроселі, а також у конденсаторі і випарнику.

Для усунення цих недоліків застосовують багатоступеневі та каскадні ТНУ, а також ТНУ з послідовним з'єднанням за теплоносіями, що нагріваються й охолоджуються, з протитоковим рухом їх потоків.

Схему двоступеневої ТНУ, де робоче тіло стискається послідовно у двох компресорах KM_1 та KM_2 з невисокими значеннями P_k/P_θ , наведено на рис. 3.1. Тепловий потік підводиться до робочого тіла у випарнику першого ступеня, а відводиться до тіла, що нагрівається. Тепло віддається спочатку на ділянці конденсації першого ступеня K_1 , а потім на ділянці охолодження перегрітої пари робочого тіла, після чого – в конденсаторі другого ступеня K_2 , який також можна поділити на дві ділянки. Дроселювання робочого тіла в обох ступенях супроводжується меншими сумарними втратами ексергії, ніж в одноступеневій ТНУ, що працює в єдиному температурному інтервалі без переохолоджувача конденсату (ПК). Поділ конденсатора на ділянки дає можливість підвищити температуру теплоносія, що нагріває, та зменшити втрати ексергії від необоротності теплообміну.

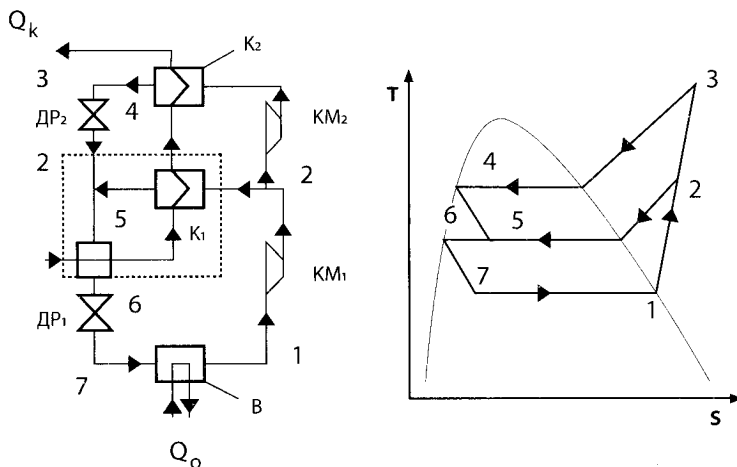


Рис. 3.1. Схема і цикл двоступеневої ТНУ

Переваги двоступеневої ТНУ порівняно з одноступеневою, якщо в установці є ПК, визначаються зниженням втрат ексергії в компресорах. Каскадна ТНУ – це об'єднання двох (і більше) ТНУ з різними робочими тілами, рис. 3.2.

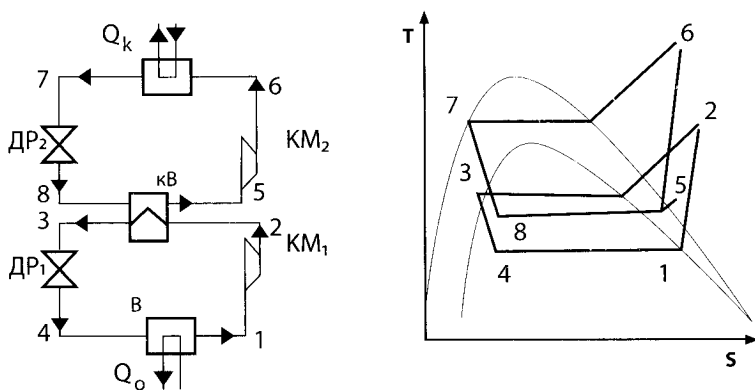


Рис. 3.2. Схема і цикл каскадної ТНУ; $КВ$ – конденсатор-випарник

Принцип роботи каскадної ТНУ є таким самим, як і у каскадної холодильної установки. У конденсаторі нижчого циклу випаровується робоче тіло верхнього циклу. Цей апарат називають конденсатором-випарником. Перевагою каскадних установок (КУ) в порівнянні з багатоступеневими є здатність перетворювати теплоту в ширшому інтервалі температур, оскільки для кожного циклу добирається робоче тіло з найсприятливішими властивостями у потрібних межах зміни параметрів. Так, критична температура робочого тіла має

істотно перевищувати температуру конденсації, щоб запобігти значним втратам ексергії при стисканні і дроселюванні. До недоліків каскадних ТНУ належить додаткова необоротність, пов'язана з теплообміном між робочими тілами у конденсаторі-випарнику при $T_{к1} > T_{к2}$.

Л. М. Розенфельд та Т. С. Сердаков запропонували установку для геотермального теплопостачання за допомогою теплових насосів. В установці послідовно з'єднано кілька ТНУ з протитоковим рухом теплоносіїв (рис. 3.3), що зменшує втрати ексергії у процесах теплообміну, оскільки в кожній ТНУ температура випаровування і конденсації наближається до температур теплоносіїв. Схему ТНУ можна скласти як з однаковими, так із різними робочими тілами.

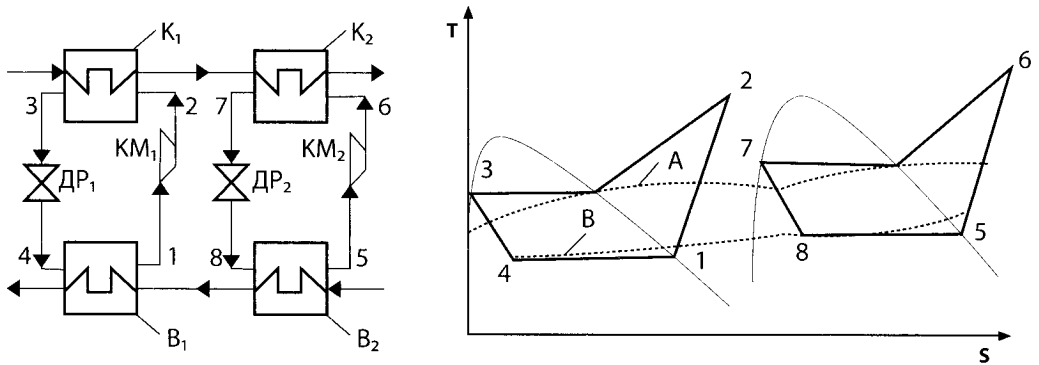


Рис. 3.3. Схеми послідовного з'єднання ТНУ і цикл в T-S – діаграмі з лініями (пунктир) нагрівання та охолодження теплоносіїв

Другий варіант за енергетичною ефективністю є кращим, оскільки в кожній подальшій установці (за напрямком руху теплоносія, що нагріває) температура конденсації підвищується і при тому самому робочому тілі наближається до його критичної температури. У той самий час температура випаровування підвищується значно повільніше, тобто кожний наступний цикл перебуває у вищому і ширшому температурному інтервалі, ніж попередній.

Вуглекислотний регенеративний цикл низького тиску та схема установки для сумісного вироблення теплоти і холоду надані на рис. 3.4.

Перегріта пара діоксиду вуглецю, стиснута в компресорі (лінія 1–2), надходить у нагрівальний апарат, що використовує теплоту з порівняно високими температурами.

У прикладі, що розглядається, температура пари змінюється від 170 до 110 °С. Процес охолодження пари у регенераторі показаний відрізком ізобари 3–4. У зв'язку з тим, що теплоємність за ізобарою 2–5 більша, ніж за ізобарою 1–7, від перегрітої пари у навколишнє середовище передається додаткова кількість

теплоту. Цей процес віддавання теплоти у навколишнє середовище показано ділянкою ізобари 4–6. Після дроселювання (лінія 5–6), як у звичайній холодильній машині, хладон випаровується у випарнику, виконуючи охолоджувальну дію. Для охолодження можна використовувати частину теплоти перегрівання пари, показану відрізком ізобари 7–8. Відрізок 8–9 – підігрівання пари від теплоти навколишнього середовища, а подальше підігрівання відбувається в регенеративному теплообміннику (лінія 9–1).

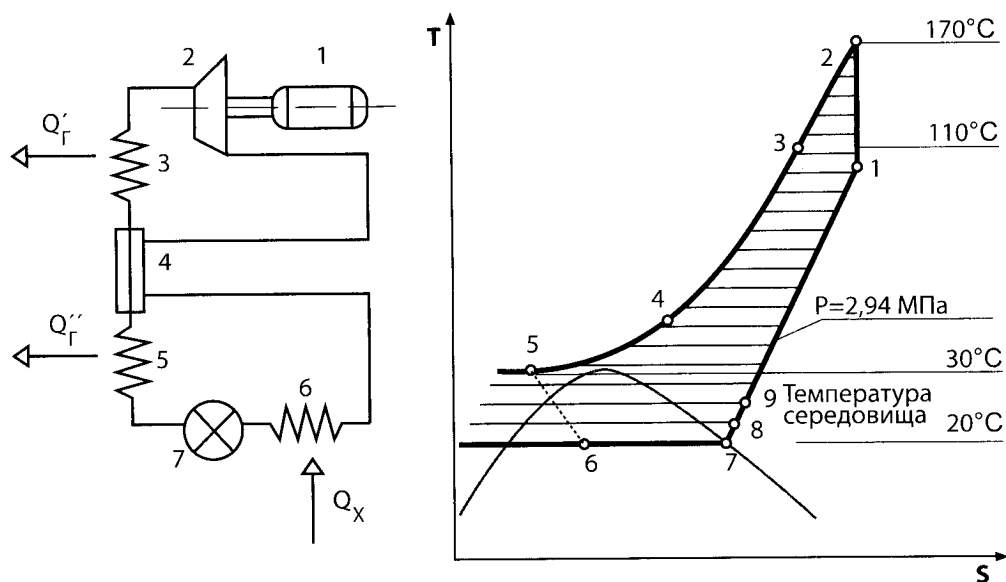


Рис. 3.4. Схема і цикл вуглекислотної установки для сумісного вироблення теплоти і холоду: 1 – електродвигун; 2 – компресор; 3 – поверхня тепловіддачі джерела високої температури; 4 – регенератор; 5 – поверхня тепловіддачі середовищу; 6 – випарник; 7 – дросельний вентиль

Дійсний коефіцієнт перетворення (при $t_2 - t_3 = 170 - 110 \text{ }^\circ\text{C}$)

$$\varphi = q_{\text{об}}/l_{\text{д}} = 1,3.$$

Дійсний холодильний коефіцієнт (при $t_x = -7 \text{ }^\circ\text{C}$)

$$\varepsilon = q_{\text{хд}}/l_{\text{д}} = 1,0.$$

Теплонасосні установки, що використовують звичайний прямий цикл з будь-яким тепловим двигуном, мають ефективний ККД, який залежить від різниці температур джерел теплоти. При незначній різниці температур ефективний

ККД має досить низьке значення. Внаслідок цього застосування підвищувального термотрансформатора, який складається з теплового двигуна і теплового насоса, при малих різницях температур джерел теплоти є нерентабельним. Оптимальний варіант – це використання ТНУ для опалення і цілорічного кондиціонування повітря у будинках, залах театрів і кінотеатрів, торгових комплексів.

Пристрої ТН-каскадів доцільно складати з кількох ТНУ, частина яких призначена для повітряного опалення і кондиціонування повітря в залах для глядачів, фойє, а частина – для водяного опалення і літнього охолодження адміністративних та підсобних приміщень.

Схему ТНУ виконують одноступеневою з паралельним з'єднанням агрегатів по обох протоках води – через конденсатори та через випарники. Такі установки забезпечують охолодження приміщень влітку та опалення взимку.

Вигідне сполучення потрібних теплових і холодильних потужностей, їх приблизна рівність дають можливість навантажувати ТНУ досить рівномірно протягом року з високим коефіцієнтом використання встановленої потужності.

На узбережжі Чорного моря для цілорічного тепло- і холодопостачання торговельних центрів і курортних залів застосовуються промислові ТНУ, для яких джерелом низькопотенціальної теплоти взимку (або теплоприймачем влітку) є морська вода, що надходить відповідно у випарник або у конденсатор (рис. 3.5).

У виробництві ТНУ застосовують серійне холодильне обладнання з урахуванням вимог енергозбереження й екологічної безпеки. Нагріта (взимку) або охолоджена (влітку) циркуляційна вода надходить до центральних кондиціонерів, де відповідним чином обробляється припливне повітря.

Для роботи ТНУ у зимовому режимі характерне середнє значення температур теплоносія – 45 °С, морської води – 12 °С (її мінімальна температура взимку – 8 °С), випаровування хладону – 7 °С, його конденсації – 50 °С, зовнішнього повітря – 6,8 °С. Середнє значення коефіцієнта перетворення за цих умов під час опалювального періоду досягає $\varphi = 4$.

Як уже зазначалося, ТНУ теплопостачання можна пристосувати для пом'якшення нерівномірності добового навантаження електростанцій. З цією метою до складу системи слід увести акумулятор теплоти, який дає можливість відключати ТНУ у періоди ранкового та вечірнього максимумів електроспоживання, а найінтенсивніше працювати з накопиченням теплоти у нічний час. Це вигідно для енергетичного забезпечення ТНУ у випадку введення двоставкового пільгового тарифу із зниженою вартістю у нічні години.

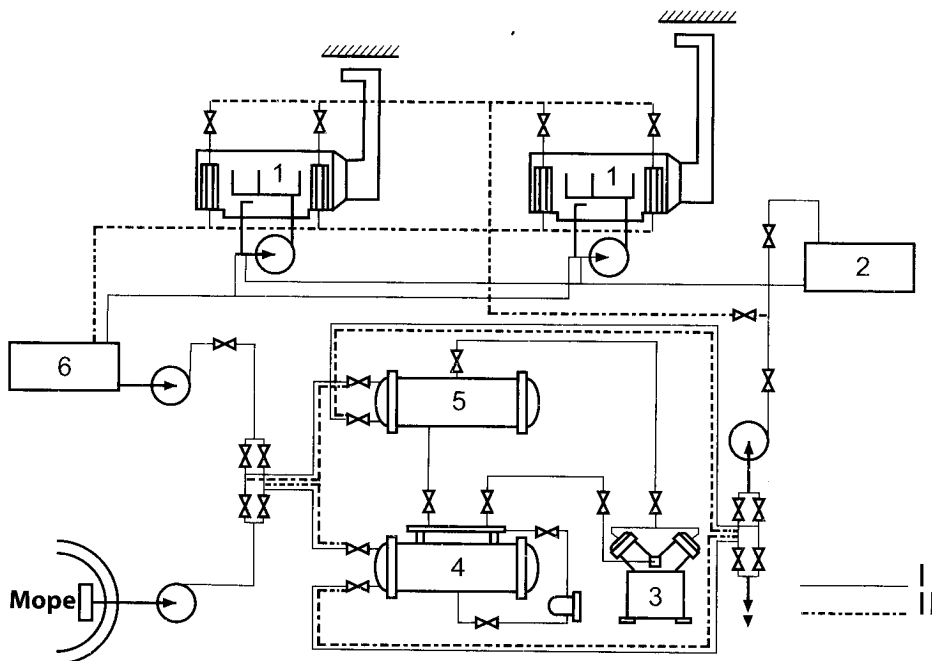


Рис. 3.5. Схема ТНУ для цілодобового кондиціонування повітря: 1 – кондиціонер; 2 – бак охолодженої води; 3 – компресор; 4 – випарник; 5 – конденсатор; 6 – бак нагрітої води; I – літній режим; II – зимовий режим

Особливо вигідним є також суміщення функцій охолодження з опаленням. Тепловий насос, який одночасно виконує процеси теплопостачання й оборотного охолодження води, яка подається в технологічні апарати, показаний на рис. 3.6.

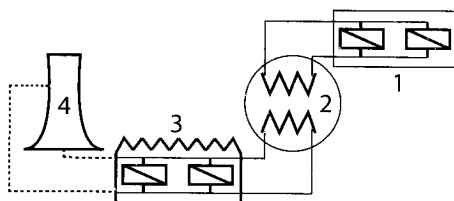


Рис. 3.6. Схема ТНУ для одночасного охолодження води і теплопостачання: 1 – споживач теплоти; 2 – тепловий насос; 3 – технологічні охолоджувальні апарати; 4 – градирня

Таке суміщення є вигідним енергетично у зв'язку з економією капітальних та трудових витрат, а також тому, що система водопостачання стає замкненою, різко скорочуються втрати води, що випаровується в градирнях.

У деяких випадках доцільніше не передбачати покриття пікових навантажень (особливо при короткочасному їх характері) тепловим насосом, оскільки протягом решти часу він працюватиме у невідгідному нерозрахунковому режимі. У цьому разі необхідно передбачати можливість додаткового підігрівання теплоносія другим каскадом ТНУ або традиційним джерелом теплоти. При цьому можливі варіанти часткового або повного догрівання (рис. 3.7), які можна застосовувати у системах опалення та гарячого водопостачання для сезонного догрівання води у період мінімальних температур зовнішнього повітря.

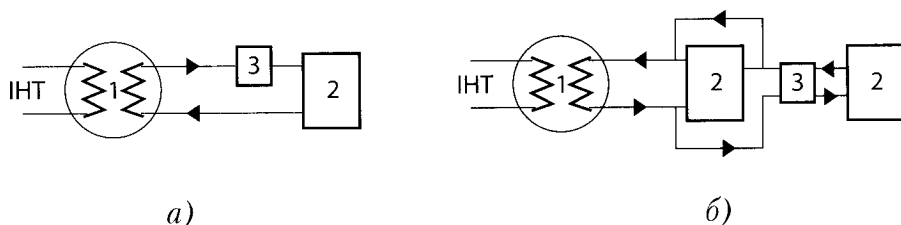


Рис. 3.7. Схеми теплонасосних установок з догріванням: а) – всього теплоносія; б) – частини теплоносія; 1 – тепловий насос; 2, 2' – споживачі теплоти; 3 – догрівний пристрій

Російська корпорація НДІ Холодмаш працює над створенням нового покоління ТН, в основу якого передбачено покласти характеристики машин, наведені у табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Характеристика теплових насосів і машин

Теплопродуктивність, кВт	Середовище, що нагрівається	Джерело теплоти	Тип компресора
45–65	Повітря	Вода	Поршневий
100	Вода	– // –	– // –
300	– // –	– // –	Гвинтовий
500–1 000	– // –	Морська вода	– // –
2 500	– // –	– // –	Відцентровий
850–11 500	– // –	Вода	– // –

Теплопродуктивність машин визначена за таких умов: $t_b = 10\text{ }^\circ\text{C}$; $t_k = 60\text{ }^\circ\text{C}$; $t_{II} = 15\text{ }^\circ\text{C}$ без переохолодження після конденсатора.

Компресорний агрегат ТНУ слід виготовляти із сталі (лиття), що витримує тиск до 5 МПа, щоб забезпечити можливість надійної роботи при високих температурах конденсації (до 84 °С). При проектуванні ТН необхідно дотримуватися

блочно-агрегатного принципу компоновання. Показовим прикладом реалізації можливостей ТН у збереженні енергоресурсів є система охолодження надпровідникового (кріогенного) електрогенератора потужністю 20 МВт.

Використання явища надпровідності дало можливість вилучити електричні втрати ротора та істотно зменшити масу генератора. Подальшого покращення енергетичних характеристик можна досягти, використовуючи ТН для утилізації теплових втрат статора. Принципову схему охолодження статора електрогенератора КТГ–20 показано на рис. 3.8. У порожнині ротора цієї машини для створення ефекту надпровідності забезпечується циркуляція рідкого гелію. Статор працює при звичайних температурах і охолоджується рідким R113, який примусово прокачується по аксіальних каналах в обмотці та осерді. При цьому R113 відводить теплоту, яка є наслідком електричних втрат у статорі. Доцільність вибору R113 як охолоджувального середовища обумовлена низьким рівнем його тиску насичення ($0,1-0,55 \text{ МПа}$) в робочому температурному діапазоні. На рис. 3.8 а, показано двоконтурну систему охолодження. У лівому контурі циркулює рідкий R113. Примусова подача його з підвищеним тиском надає можливість відвести теплоту від статора без зміни агрегатного стану (система А. А. Гоголіна). Перегріта рідина дроселюється у віддільнику рідини. Правий контур – теплонасосна установка. Описані цикли показано в $P-h$ – діаграмі на рис. 3.8 б.

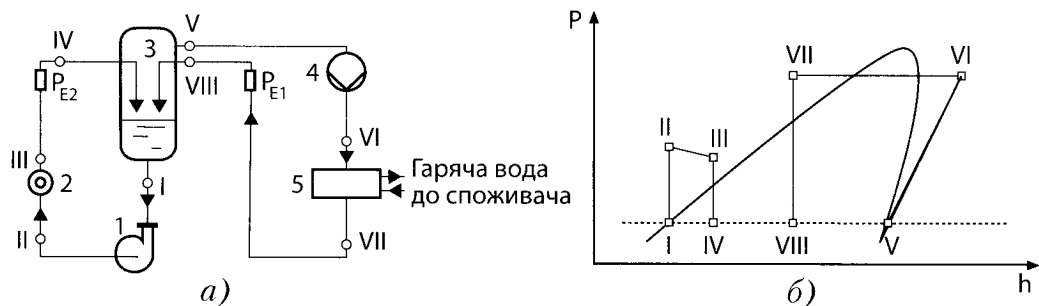


Рис. 3.8. Схема охолодження статора кріогенного електрогенератора:
а – принципова схема; б – зображення циклів в $P-h$ діаграмі; 1 – насос;
2 – статор генератора; 3 – віддільник рідини; 4 – компресор теплового насоса;
5 – конденсатор

Схеми абсорбційних теплових установок. Значної вигоди можна очікувати при використанні абсорбційних теплових насосів (АТН).

Режим роботи АТН характеризується відведенням теплоти абсорбції при температурах, вищих за температуру навколишнього середовища, рис. 3.9.

При цьому АТН може трансформувати теплоту на низький (знижувальний АТН) або вищий температурний рівень (підвищувальний АТН).

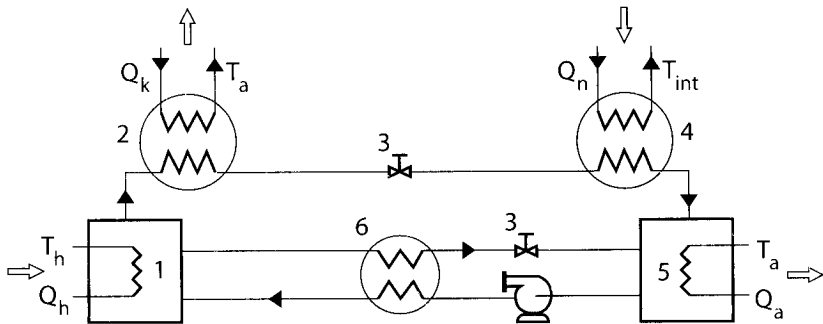


Рис. 3.9. Принципова схема АТН (T_h , T_a , T_{int} – температури гріючого середовища, відведеної теплоти, джерела низькопотенціальної теплоти): 1 – генератор; 2 – конденсатор; 3 – дросельні вентилі; 4 – випарник; 5 – абсорбер; 6 – теплообмінник

Енергетичною характеристикою знижувального АТН служить його тепловий коефіцієнт (коефіцієнт трансформації), який дорівнює відношенню теплопродуктивності q до кількості теплоти $q_{зд}$, витраченої в процесі роботи гріючого джерела, $\mu = q/q_r$. Теплопродуктивність знижувального АТН складають навантаження абсорбера Q_a і конденсатора Q_k , що відводяться при температурі, нижчій за температуру гріючого джерела, яке витрачає теплоту $Q_{зд}$. Застосування знижувального АТН пов'язане з необхідністю використання високотемпературного джерела теплоти як гріючого середовища (тиск пари 0,6–8 МПа, температура гарячої води – 160–180 °С).

У цьому випадку на одиницю витраченої високотемпературної теплоти припадає більша кількість теплоти меншого потенціалу:

$$\varphi_{ати} = (Q_k + Q_a)/Q_{зд} \quad (3.1)$$

Коефіцієнт перетворення знижувального АТН можна записати у вигляді

$$\varphi_{ати} = (T_{зд} - T_{н.с.})/T_{зд} = [T_a/(T_a - T_{н.с.})]T_o \quad (3.2)$$

АТН – підвищувальний термотрансформатор, який являє собою зворотню абсорбційну холодильну систему (тиск у конденсаторі нижчий за тиск у випарнику). Для здійснення режиму роботи підвищувального трансформатора (0–10 °С), який давав би можливість одержувати низьку температуру конденсації, джерелом гріючого середовища для випарювання розчину в генераторі може бути низькопотенційна викидна теплота – гаряча вода з температурою 50–60 °С. Теплота з того самого джерела підводиться у випарник, що дозволяє отримати високий тиск і температуру в абсорбері та відвести температуру абсорбції при температурі 70–90 °С. Коефіцієнт перетворення (трансформації)

$$\varphi_{ами} = Q_a / (Q + Q_{гд}) < 1. \quad (3.3)$$

Схему підвищувальної (зворотньої) абсорбційної машини зображено на рис. 3.10.

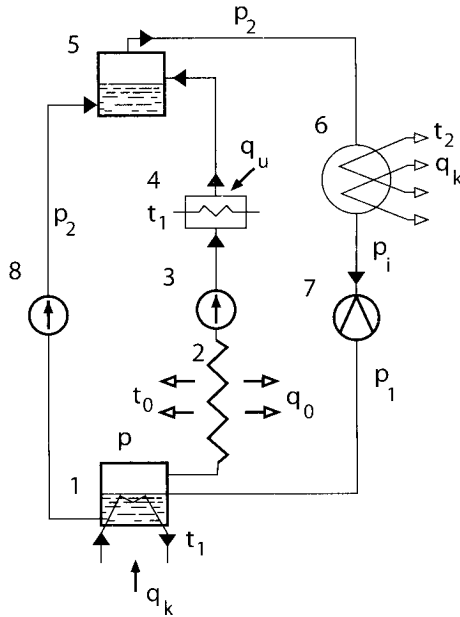


Рис. 3.10. Схема зворотньої абсорбційної машини: 1 – генератор абсорбційної машини; 2 – охолоджувач; 3, 8 – насоси; 4 – випарник; 5 – змішувач-абсорбер; 6 – теплообмінник; 7 – дросельний вентиль

Принцип дії зворотньої абсорбційної машини відповідно до наданої схеми полягає у тому, що концентрована пара низького тиску P_1 , яка утворюється у генераторі, в результаті підведення теплоти при температурі T_1 ($\sim 30^\circ\text{C}$) надходить в охолоджувач, де пара конденсується і віддає теплоту q_k навколишньому середовищу при температурі t_0 ($\sim 0^\circ\text{C}$). Утворений конденсат стискається насосом 3 до тиску P_2 . При цьому внаслідок підведення теплоти при температурі t_1 рідина у випарнику випаровується. Концентрована пара високого тиску надходить у змішувач-абсорбер, де перемішується з рідиною низької концентрації, яка має приблизно ту саму температуру, що й пара.

Теплота, що виділяється в результаті абсорбції, нагріває суміш до температури t_2 ($\sim 150^\circ\text{C}$). Менш концентрована пара, яка утворюється в абсорбері і має температуру t_2 , надходить у теплообмінник, де віддає теплоту конденсації q_k мережній воді, нагріваючи її до температури близько 100°C . Нагріту воду потім можна використовувати для опалення. Конденсат з конденсатора проходить через дросельний вентиль і при тиску P_1 знову надходить у генератор. Рідина, що поступає в генератор після виділення концентрованої пари, подається насосом 8 у змішувач.

Застосування зворотної абсорбційної машини за цих умов доцільне, оскільки це створює можливість використовувати для опалення теплоту низької температури, велика кількість якої звичайно втрачається.

Охарактеризована установка має тим більший коефіцієнт перетворення, чим нижча температура навколишнього середовища. Межова величина коефіцієнта перетворення теплоти дорівнює за визначенням q_2/q_1

$$\varphi_{1-2} = (T_2/T_1)[(T_1 - T_2)/(T - T_0)]. \quad (3.4)$$

Для випадку, коли $t_0 = 0^\circ\text{C}$, $t_1 = 30^\circ\text{C}$, $t_2 = 150^\circ\text{C}$ теоретична величина коефіцієнта перетворення складає $\varphi_{1-2} = 0,28$. Якщо навіть дійсний коефіцієнт перетворення буде в кілька разів меншим за теоретичний, то і тоді застосування цієї установки матиме практичний інтерес.

Необхідно враховувати, що АТН можна успішно використовувати як збільшувальні трансформатори (водоаміачні і ті, що працюють на інших робочих речовинах) у діапазоні високих температур з одержанням гарячої води з температурою понад 100°C .

Аналіз $\eta_{амн}$ (дійсний опалювальний коефіцієнт АНТ) можна виконувати аналогічно аналізу η_a парокompресійних ТН.

Для АТН коефіцієнти використання палива записуються

$$K_{амн} = \mu_{амн} = K_{mn}, \quad (3.5)$$

де $\mu_{амн}$ – коефіцієнт витрат палива;

K_{mn} – коефіцієнт використання енергії палива для вироблення теплоти, що подається споживачеві (значення K_{mn} у цьому випадку дорівнює ККД котельної і становить 0,8–0,9, що істотно перевищує K_{ca}).

У цілому, хоч $\varphi_{амн}$ і не досягає φ_c парокompресійного ТН ($\varphi_{амн} = 0,5 \varphi_c$), $K_{амн}$ може виявитися навіть дещо вищим ніж K_{mn} , тому використання АТН для опалення і гарячого водопостачання має великі перспективи.

Як низькотемпературне джерело для роботи машини можна використовувати теплоту води оборотної системи водопостачання з температурою 35°C .

3.2. ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В ІНДИВІДУАЛЬНИХ І БАГАТОКВАРТИРНИХ ЖИТЛОВИХ БУДИНКАХ

В індивідуальних (котеджних) і багатоквартирних будинках теплові насоси застосовуються в основному в системах *водяного опалення та гарячого водопостачання*. При цьому як низькотемпературні джерела теплоти для ТН в абсолютній більшості випадків (за винятком власного вентиляційного повітря) можуть бути використані лише природні джерела енергії (атмосферне повітря, вода, ґрунт, сонячна радіація).

Енергетична ефективність теплонасосних систем *водяного опалення* за умов оптимальної глибини використання цих джерел енергії була детально проаналізована в монографії [3.1]. В роботі було показано, що теплонасосні системи водяного опалення в умовах України доцільно використовувати лише при використанні низькотемпературних опалювальних пристроїв (панельне опалення, опалення типу «тепла підлога», тощо). При цьому проведено співставлення теплонасосних та традиційних систем опалення від водогрійної котельні та конденсаційних котлів.

Проаналізовано відношення коефіцієнтів використання первинної енергії палива для вказаних схем (так званий відносний енергетичний ККД)

$$\eta_{ТНС}^0 = \frac{\eta_{ТНС}}{\eta_{ОК}} = \frac{\eta_{КЕС} \eta_{ТН} \varphi_T}{\eta_{КУ} \eta_{ТМ}}, \quad (3.6)$$

де $\eta_{ТНС}$ і $\eta_{ОК}$ – коефіцієнти використання первинної енергії палива для теплонасосної системи і опалювальної котельні відповідно; $\eta_{КЕС}$ – ККД електростанції; φ_T – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН; $\eta_{ТН}$ – ККД (коефіцієнт втрат) реального теплового насоса; $\eta_{КУ}$ – ККД котельної установки; $\eta_{ТМ}$ – ККД теплової мережі.

Поточні розрахунки проведено за умови наступних даних:

- ККД конденсаційної електростанції $\eta_{КЕС} = 0,38$ [3.2];
- розрахункова температура в опалювальному приміщенні $t_n = 20$ °С;
- розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення $t_m^p = 40$ °С;
- середня розрахункова температура на опалення по Україні $t_p^p = -20$ °С [3.3];
- ККД водогрійного котла $\eta_{КУ} = 0,85$ [3.2];
- ККД конденсаційного водогрійного котла при віднесенні ККД до теплоти Q_n^p у відповідності з [3.4] $\eta_{КК} = 1,05$;
- коефіцієнт корисної дії теплової мережі $\eta_{ТМ} = 0,95$. У разі використання конденсаційного котла $\eta_{ТМ} = 1$.
- ККД реального теплового насоса $\eta_{ТН} = 0,6$.

Результати розрахунків за співвідношенням (3.6) з урахуванням попередньо розрахованого коефіцієнта перетворення ТН за прийнятих умов представлені на рис. 3.11–3.13. Видно, що з енергетичної точки зору теплонасосну систему опалення буде раціонально використовувати у всіх випадках, коли відношення коефіцієнтів використання первинної енергії палива буде більшим за одиницю, тобто у всіх точках, які знаходяться вище умовної прямої $\eta_{ТНС}^0 = 1$.

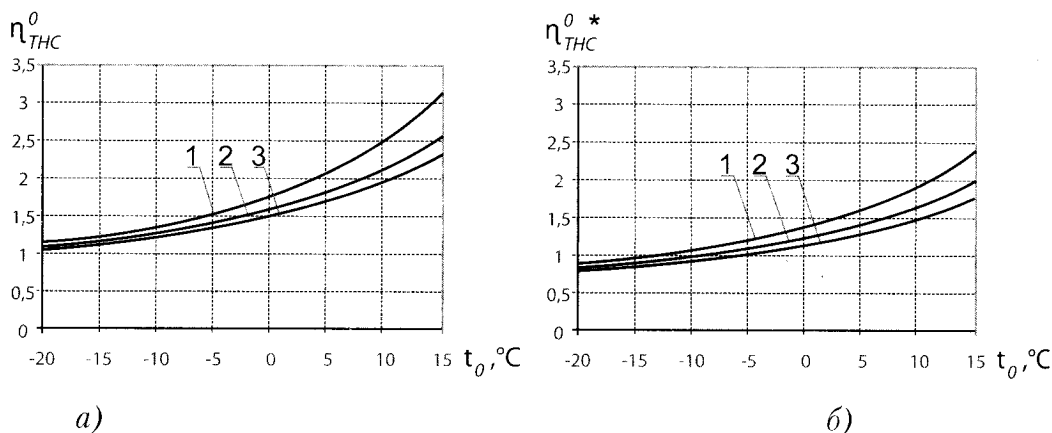


Рис. 3.11. Залежність відносного енергетичного ККД від температури навколишнього середовища при порівнянні ТНУ з використанням атмосферного повітря: а) з традиційними водогрійними котлами; б) з конденсаційними котлами; 1, 2, 3 – при різних значеннях комплексу заданих величин, який залежить в основному від аеродинамічного опору нижнього контуру ($A = 0,1; 0,5; 1 \text{ } ^\circ\text{C}$)

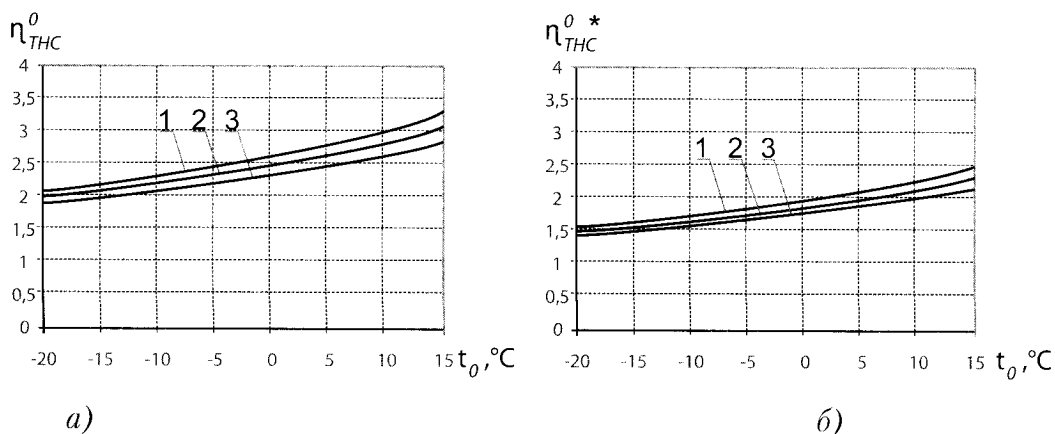


Рис. 3.12. Залежність відносного енергетичного ККД від температури навколишнього середовища при порівнянні ТНУ з використанням води: а) з традиційними водогрійними котлами; б) з конденсаційними котлами; 1, 2, 3 – при різних значеннях комплексу заданих величин, який залежить в основному від гідравлічного опору нижнього контуру ($A = 0,01; 0,05; 0,15 \text{ } ^\circ\text{C}$)

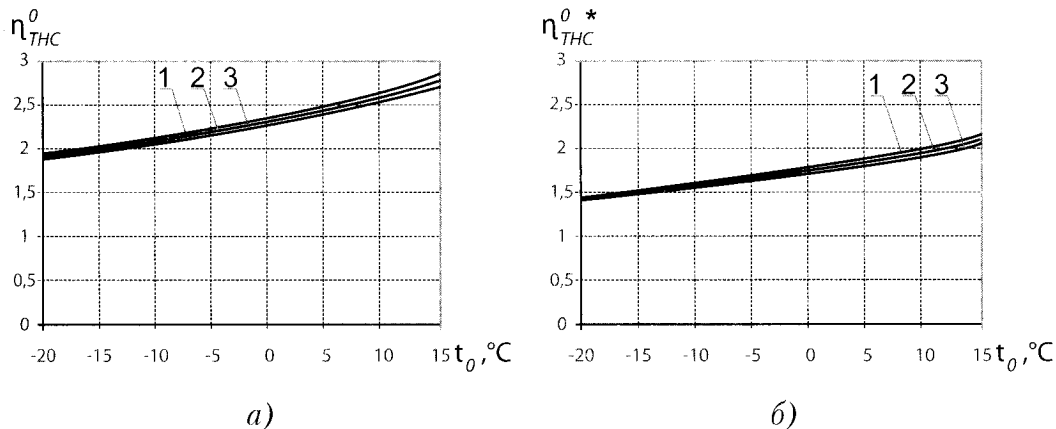


Рис. 3.13. Залежність відносного енергетичного ККД від температури навколишнього середовища при порівнянні ТНУ з використанням теплоти ґрунту: а) з традиційними водогрійними котлами; б) з конденсаційними котлами; 1, 2, 3 – при різних значеннях комплексу заданих величин, який залежить в основному від гідравлічного опору нижнього контуру ($A = 0,005; 0,015; 0,027 \text{ } ^\circ\text{C}$)

Представлені графічні залежності свідчать про те, що при забезпеченні оптимального ступеня охолодження середовища у випарнику теплового насоса відносний енергетичний ККД для всіх наведених випадків більше за одиницю ($\eta_{TНС}^0 > 1$), окрім випадку порівняння ТНС, яка працює за рахунок використання енергії атмосферного повітря (особливо при співставленні з конденсаційним котлом). В останньому випадку поле графіка на рис. 3.11, б поділяється на дві характерні зони, в яких використання теплонасосної системи є ефективним ($\eta_{TНС}^0 > 1$) або неефективним ($\eta_{TНС}^0 < 1$) з точки зору величини споживання первинної енергії палива порівняно з конденсаційним котлом. Підвищення енергетичної ефективності використання теплоти атмосферного повітря як нижнього джерела теплоти для ТН при низьких температурах зовнішнього повітря може бути досягнуто за рахунок використання теплоти кристалізації води для попереднього підігріву повітря (див. розділ 2.9).

Використання сонячної енергії в теплонасосних системах водяного опалення, як показано в роботі [3.5], в умовах півдня України, з енергетичної точки зору може бути доцільним лише при комбінуванні ТН з вакуумними сонячними колекторами та використанні додаткового джерела теплоти (наприклад, теплоти ґрунту). Заслугує також уваги безпосереднє використання сонячної радіації в випарнику теплового насоса (див. розділ 2.7.3).

Системи гарячого водопостачання з тепловими насосами при використанні природних джерел енергії завжди потребують застосування пікового джерела

теплоти (газового або електричного нагрівача) для догрівання води до необхідної температури в зимовий період.

3.3. ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В КРИТИХ ТА ВІДКРИТИХ БАСЕЙНАХ

3.3.1. Криті басейни

Специфікою басейнів є значне випаровування води з її поверхні в басейні. Вважається, що при цьому біля 20 % теплоти на випаровування води забирається з повітря, а 80 % – з води [3.6]. Теплові втрати складаються з втрат ємності басейну та втрат споруди над басейном.

Втрати теплоти ємності басейну:

- на випаровування;
- на конвекцію та випромінювання;
- на заміну води;
- в ґрунт.

Втрати будівлі є традиційними – на опалення для компенсації теплових втрат через огорожі та на вентиляцію.

Кількість випареної води та теплота, що витрачається на цей процес

Кількість випареної вологи залежить від поверхні басейну та різниці парціальних тисків насиченої пари біля поверхні води та в залі басейну. На цю величину також впливає кількість відвідувачів. При розрахунках приймається, що відносна вологість повітря в залі повинна бути в межах 0,6–0,8. Температура в залі складає 27 °С при температурі води 25 °С. Розрахунки [3.6] показали, що без відвідувачів при відносній вологості 70 % з одного квадратного метра при згаданих вище температурах буде випаровуватись води біля 64 г/год., а при відносній вологості 60 % – 91 г/год. Вибір більшої вологості в залі викличе конденсацію пари на будівельних конструкціях.

В період наявності відвідувачів басейну випаровування збільшиться додатково за рахунок збільшення поверхні випаровування (тіла людей, мокрі стіни басейну, доріжок, хвилювання води, дихання людей тощо).

При вологості 70 % випаровування зростає до 162 г/год. з квадратного метра при невеликій кількості відвідувачів (15–20 чол.) в залі і до 475 г/год. при умові, що одна людина в заповненому басейні займає 1,5 м². Таким чином, в середньому показник випаровування складає від 100 до 300 г/год.

Кількість теплоти (теплова потужність), що витрачається на випаровування, приймаючи теплоту пароутворення при 25 °С 584 ккал/кг (2 444 кДж/кг), буде знайдена добутком кількості вологи для всієї площі басейну на теплоту пароутворення.

Теплові втрати зали (приміщення басейну) в доквілля визначаються традиційними методами. Слід відзначити, що повітря гріє воду басейна, бо має вищу температуру. При цьому рекомендується приймати коефіцієнт тепловіддачі 6 Вт/(м²·К). У випадку, коли вода в басейні холодніша, що буває переважно вночі, коли знижують потужність системи, коефіцієнт тепловіддачі приймають на рівні 20 Вт/(м²·К). Тому важливо різними методами прикривати басейн.

При заміні води в басейні (за нормами Франції щодня потрібно замінювати 5 % води та 1 раз в квартал зливати повністю) потужність на підігрів води визначається через теплоємність води та різницю температур води в басейні та на вході в підігрівальну установку.

Втрати в ґрунт при постійному наповненні басейну невеликі і можуть бути знайдені з врахуванням відомих досліджень, при умовному коефіцієнті тепловіддачі в системі «стінка-ґрунт» біля 5 Вт/(м²·К).

Зменшення вологості повітря в басейні та використання для цього теплових насосів

Для зниження вологості повітря в басейні часто використовується звичайне вентиляування приміщення. Витрата свіжого повітря (м³/с) знаходиться за залежністю

$$V = m / \left[(d_{зал} - d_{вх}) \rho_{вх} \right], \quad (3.7)$$

де m – випарена вода, кг/с; d – вологовміст, кг_{вл}/кг_{вл}; $\rho_{вх}$ – густина свіжого повітря з атмосфери, кг/м³.

Для басейна площею 250 м² витрата повітря доходить до 20 тис. м³/год. Це повітря вимагає підігріву, на що витрачається значна кількість теплової енергії. Щоб зменшити її витрату встановлюють рекуператори теплоти на термосифонах, або використовують тепловий насос, який функціонує в період наявності відвідувачів. Свіже повітря підігрівається теплотою з конденсатора ТН. Для підтримання комфортних умов рекомендується додаткове встановлення другого ТН для підігрівання свіжого повітря як в комплексі з термосифонами, так і без них.

Тепловий насос, що осушує повітря, засмоктує його із зали і викидає в залу. Те повітря, що пройшло через випарник, охолоджується і на випарнику конденсується волога. Осушене повітря з випарника, обладнаного збірником конденсату, повертається до конденсатора теплового насоса. При встановленні термосифонного утилізатора випарник утилізатора знаходиться по ходу повітря перед випарником теплового насоса, а конденсатор утилізатора – перед конденсатором ТН.

Кількість теплоти, що утворюється в конденсаторі теплового насоса, встановленого для зменшення вологості повітря в басейні, є більшою, ніж потрібно для підігрівання осушеного повітря. Тому надлишкова теплота може бути використана для підігрівання води в басейні.

Крім того відзначимо, що правило, за яким у басейні потрібно кожного дня замінювати 5 % води, яка має температуру 25 °С, робить логічним використання теплоти цієї води в тепловому насосі (перед видаленням води в каналізацію) для нагрівання свіжої води.

Використання теплових насосів в басейнах дозволяє окупити капіталовкладення при реконструкції старих басейнів за 2–3 роки, а в нових басейнах за 3–6 місяців.

Першою системою подібного роду, яка впроваджена в Україні, є енергозберігаюча система забезпечення комфортного мікроклімату в теплій і холодний періоди року для різних режимів роботи типового критого басейну [3.7].

Для підтримання параметрів повітря в басейнах, що регламентуються санітарними нормами, необхідно наступне: видаляти значну кількість водяної пари, утвореної в результаті випаровування з поверхні дзеркала ванни і в результаті дихання спортсменів і глядачів; компенсувати теплові втрати через огорожуючі конструкції (втрати теплоти зимою і притік теплоти влітку); підтримувати регламентований санітарними нормами газовий склад повітря, особливо у випадку знаходження в залі басейну великої кількості глядачів.

Всі ці заходи вимагають великих енергозатрат, і це при умовах, що в зимовий час з вентиляційним повітрям, що викидається в атмосферу, втрачається величезна кількість низькотемпературної теплоти і витрачається не менша кількість енергії для підігріву припливного повітря. Принципова схема розробленої НПП «Інсолар» системи рекуперації теплоти скидного вентиляційного повітря за допомогою теплоутилізаторів і теплового насоса типу «повітря-повітря» наведена на рис. 3.14.

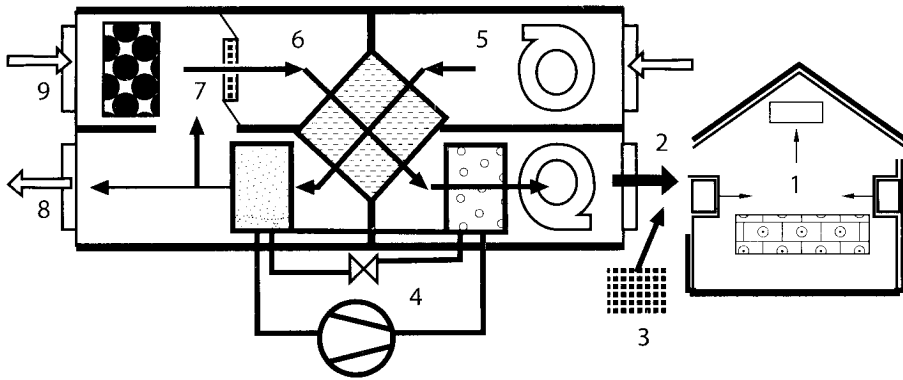


Рис. 3.14. Схема системи припливно-втяжної вентиляції басейну з рециркуляцією повітря та тепловим насосом: 1 – приміщення басейну; 2 – повітря, що подається в басейн; 3 – джерело зовнішнього підігріву повітря; 4 – тепловий насос; 5 – втяжне повітря із басейну; 6 – теплоутилізатор; 7 – рециркуляційний потік; 8 – втяжне повітря; 9 – атмосферне повітря

Впроваджена схема дозволила в розрахунковому режимі в зимовий період підводити від зовнішнього джерела тільки 8,5 % необхідної кількості енергії. Біля 38 % від загальної кількості теплоти повертається за допомогою теплоутилізатора, 13 % за рахунок теплового насоса і 32 % – завдяки рециркуляції.

В літній період вбудований тепловий насос дозволяє проводити осушування повітря в басейні за будь-яких погодних умов. Система має регулювання, в ручному режимі налаштовується на заданий режим роботи (тренування спортсменів, спортивні змагання, заняття з оздоровчими групами, тощо) і автоматично корегується в залежності від зовнішніх погодних умов. Багаторічна експлуатація системи показала її енергетичну ефективність, яка характеризується 8-кратним зниженням пікового теплового навантаження. Впровадження системи дозволило видалити причину корозії металевих і бетонних будівельних конструкцій. Термін окупності системи склав 18 місяців.

Подібний досвід може бути використаний в схемах утилізації теплоти скидних вентиляційних потоків кіноконцертних залів, спортивних комплексів, промислових підприємств, об'єктів АПК.

3.3.2. Відкриті басейни

Підігрівання води у відкритих басейнах з енергетичної точки зору можливе лише при температурі довкілля вищій 10–12 °С з квітня по жовтень. В інші місяці витрата теплоти є занадто великою. Теплота витрачається на компенсацію теплових втрат та щоденне нагрівання 5 % води, що замінюється. Максимальна температура води не повинна бути вищою 23 °С, а мінімальна – 20 °С.

Температура води в душі, що використовується відвідувачами після відвідання басейну, не повинна бути нижчою 30°C .

Теплові втрати відкритого басейну на основі практичних даних [3.6] складають близько 170 Вт/м^2 площі басейну, що викликає витрату теплової енергії близько $2 \text{ (кВт}\cdot\text{год)/м}^2$ за день. Тому невеликі капіталовкладення на захист поверхні басейну від завеликих втрат теплоти швидко коменсуються меншою необхідною потужністю ТН та зменшенням витрати енергії.

Теплові насоси для відкритих басейнів використовуються влітку, і тому тепловий насос типу «атмосферне повітря-вода» не вимагає розморожування випарника від інею. Випарник може використовувати вільну конвекцію повітря, що робить мінімальним шум від ТН, який особливо присутній від вентилятора.

Для індивідуальних споживачів, де на території садиби є басейн, є хороша можливість змусити тепловий насос працювати цілорічно, використовуючи його взимку для опалення, а влітку для підігрівання води в басейні.

Враховуючи те, що влітку можна підігрівати воду в плоских сонячних колекторах, в тому числі дешевих колекторах без вітражів (див. розділ 2), які в діапазоні до 30°C мають достатній ККД, ефективним рішенням є поєднання сонячних колекторів з ТН, який використовується в хмарну погоду та в сутінках.

Для великих відкритих басейнів є доцільним використання в якості холодного джерела для ТН воду з річок, озер та свердловин. Це дозволяє збільшити коефіцієнт трансформації ТН до 4–5.

3.4. ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ГРОМАДСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ ТА БУДІВЕЛЬ

Специфікою таких закладів (театри, кінотеатри, виставкові центри, супермаркети, вокзали, готелі, лікарні, тощо) є необхідність значної кількості вентиляційного повітря при заповненні залів глядачами та відвідувачами. В приміщеннях великої висоти також відбувається стратифікація повітря (тепле повітря зосереджується зверху), тому перемішування цього повітря з нижнім холодним, яке оточує людей, є важливим резервом економії енергії, особливо в глядацьких залах і супермаркетах. Важливо також передбачати зміну кратності вентиляції в залежності від наповнення приміщень людьми, враховуючи, що на одну людину потрібно в секунду близько $0,005 \text{ м}^3$ свіжого повітря.

Джерелами теплоти для теплових насосів в згаданих вище приміщеннях є вентиляційні викиди, які можуть бути використані для підігрівання свіжого

повітря, а в деяких випадках і для гарячого водопостачання (наприклад, для підігрівання води для кухні в столових, ресторанах, тощо).

Відзначимо, що влітку існує потреба в холоді для кондиціювання, тому тепловий насос може бути використаний як холодильна машина і навпаки, холодильна машина повинна бути задіяна для отримання теплоти. Останній варіант придатний при невеликій потребі в теплоті (гаряча вода в туалетах, кухні тощо). В продуктових супермаркетах теплота від конденсаторів холодильних машин може покрити 50–70 % потреб опалення, але дослідження авторів, що проведені в багатьох торгових мережах Києва, показали факти видалення цієї теплоти в доквілля і додаткового використання теплової енергії на опалення і вентиляцію від котлів і теплової мережі. В офісах великими споживачами холоду є приміщення для серверів.

В лікарнях слід розділяти приміщення за своїми функціями і підбирати відповідні температурні параметри. Для полегшення експлуатації теплові насоси слід робити з потужністю, достатньою для централізованого тепlopостачання з добре ізольованими тепловими мережами. Тепловий насос одночасно може охолоджувати воду для потреб кондиціювання та нагрівати воду для санітарних потреб влітку. Для опалення взимку слід використовувати, як пікове джерело, традиційний котел.

В окремих випадках, зважаючи на функціональність різних приміщень та їх наповненість пацієнтами, слід використовувати локальні теплові насоси.

Введення нічного тарифу робить актуальним використання акумуляторів холоду і теплоти для покриття пікових навантажень і економії коштів.

3.4.1. Системи вентиляції

Одними з найефективніших об'єктів для застосування теплонасосних технологій є системи вентиляції промислових, громадських та житлових приміщень. Завдяки малій різниці температур припливного та відпрацьованого повітря досягається висока енергетична ефективність використання теплових насосів в системах вентиляції при помірних температурах навколишнього повітря. Однак, при пониженні температури зовнішнього повітря ефективність простих теплонасосних схем вентиляції суттєво зменшується, що обумовлює застосування більш складних схем. В зв'язку з цим великі перспективи має впровадження теплонасосно-рекуперативних систем вентиляції, в яких кінцевий енергетичний ефект визначається поєднанням рекуператора-утилізатора теплоти відпрацьованого повітря і теплового насоса [3.8, 3.9].

Теплонасосна схема вентиляції з рекуператором теплоти відпрацьованого повітря

Для досягнення необхідної температури повітря, що подається в приміщення, у найпростіших системах вентиляції для нагрівання припливного повітря застосовують калорифери (нагрівачі) різних моделей. Залежно від джерела теплоти, вони можуть бути водяними (паровими), газовими, електричними. Рішення про застосування того чи іншого виду нагрівача для конкретної системи приймається в залежності від конкретних умов, можливостей та економічної доцільності. Надають перевагу гарячій воді чи електронагріванню, застосування яких дає можливість більш точно регулювати температуру підігріву повітря. Відпрацьоване повітря при температурі в приміщенні скидається в оточуюче середовище. Однак ефективність таких систем дуже низька, тому в схемах вентиляції застосовують рекуператори-утилізатори відпрацьованого повітря (рис. 3.15).

Утилізація теплоти повітря, що викидається в атмосферу вентиляційними системами – найбільш реальний спосіб використання низькопотенціальних теплових ВЕР. Вентиляційне повітря варто розглядати як головне джерело зниження експлуатаційних витрат на теплову обробку зовнішнього припливного повітря в системах опалення, вентиляції і кондиціонування повітря приміщень.

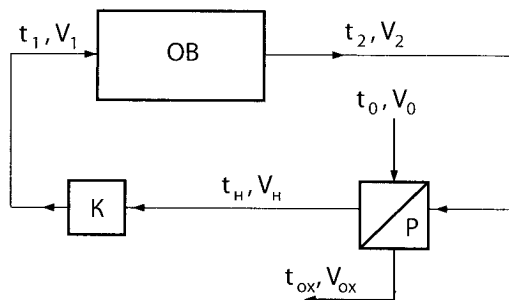


Рис. 3.15. Система вентиляції з використанням калорифера та рекуператора-утилізатора відпрацьованого повітря: К – калорифер; ОВ – об'єкт вентиляції; Р – рекуператор

Утилізація теплоти вентиляційних викидів може здійснюватися наступними способами:

- рециркуляцією частини витяжного повітря;
- застосуванням рекуперативних теплообмінників-утилізаторів;
- застосуванням регенеративних теплообмінників-утилізаторів;
- застосуванням двох рекуперативних теплообмінників, що використовують проміжний теплоносій;
- застосуванням теплопередаючих труб.

Розглянемо детальніше застосування рекуператорів-утилізаторів вентиляційних викидів. Принципова схема застосування рекуперативних теплообмінників-утилізаторів теплоти витяжного повітря в системі вентиляції зображена на рис. 3.16.

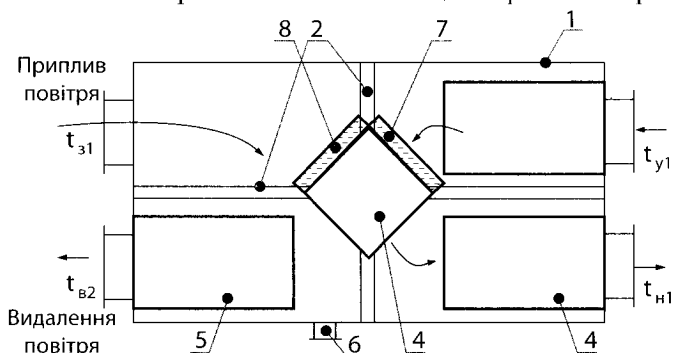


Рис. 3.16. Блок припливно-витяжної вентиляції з пластинчастим теплообмінником-утилізатором: 1 – корпус; 2 – перегородка; 3 – теплообмінник-утилізатор; 4 – припливний вентилятор; 5 – витяжний вентилятор; 6 – дренаж конденсату; 7, 8 – фільтри

Припливне повітря, проходячи через теплообмінник-утилізатор 3, нагрівається (або охолоджується) потоком повітря, що виходить. Коефіцієнт рекуперації теплоти η_p в таких пристроях досягає 75 %.

В роботі [3.1] показано, що навіть при високих значеннях η_p температура скидного повітря на виході із рекуператора $t_{ок}$ суттєво перевищує t_o , що свідчить про доцільність використання теплоти вентиляційних викидів для догрівання свіжого повітря з температурою t_n до необхідного рівня на вході у приміщення. Це свідчить про аірорну ефективність теплонасосно-рекуперативних систем вентиляції (рис. 3.17), що знаходять все більш широке застосування.

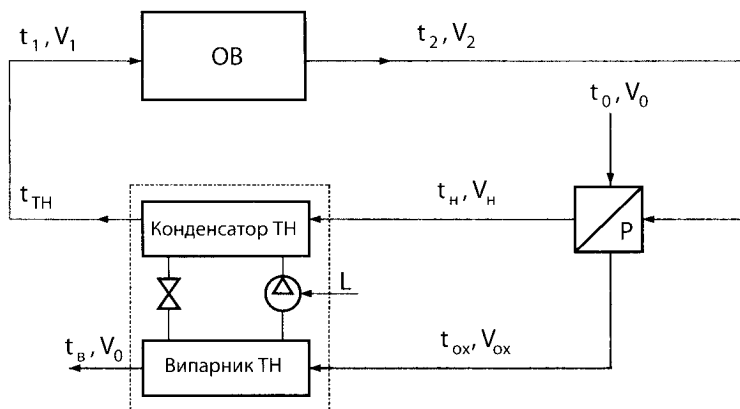


Рис. 3.17. Система вентиляції з використанням рекуператора теплоти відпрацьованого повітря і теплового насоса

При такому компонованні обладнання, перед тепловим насосом встановлено рекуператор-утилізатор теплоти, у якому навколишнє повітря підігрівається за рахунок теплоти відпрацьованого повітря, і лише після цього надходить у тепловий насос, цим самим зменшуючи витрати енергії на привід теплового насоса. Характерні температури потоків повітря та робочого тіла ТН у вузлових точках системи показані на рис. 3.18.

В роботі [3.1] показано, що ефективність роботи ТН в умовах його використання по схемі з рекуператором (рис. 3.17), залежить не тільки від впливу температури зовнішнього повітря t_o , а дещо знижується з підвищенням коефіцієнта рекуперації η_p . Однак вплив величини η_p незначний і тому питомі витрати енергії теплонасосно-рекуператорної системи вентиляції в цілому значно зменшуються внаслідок використання як рекуператора, так і теплового насоса.

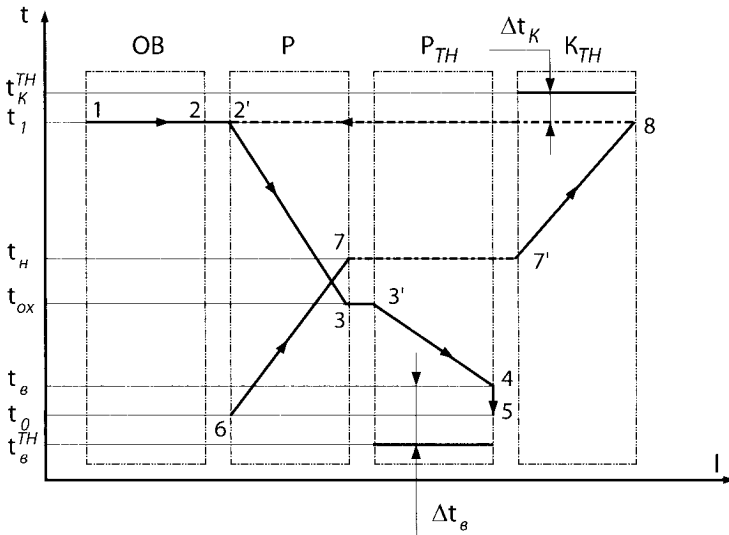


Рис. 3.18. Зміна температури вентиляційного повітря в елементах схеми: ОБ – об'єкт вентиляції; Р – рекуператор; V_{TH} – випарник ТН; K_{TH} – конденсатор ТН

Теплонасосна схема вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря

У випадках, коли повітря, що видаляється з приміщення, має досить високу температуру і не має у своєму складі шкідливих речовин, частина його у зимовий період не викидається назовні, а після очищення підмішується до припливного повітря для його підігріву, і отримана суміш подається у приміщення

(рис. 3.19). Цим досягається економія вартості установки й експлуатації, оскільки зменшуються витрати на нагрівання навколишнього повітря. Рециркуляція також широко застосовується при охолодженні повітря у літній період [3.9].

Із рис. 3.19 видно, що потік відпрацьованого повітря після об'єкту вентиляції розділяється на два потоки: одна частина повітря, пройшовши через фільтр, підмішується у камері змішування до припливного, а інша направляється на рекуператор-утилізатор і ТН. Завдяки рекуператору та тепловому насосу теплота повітря, що залишає приміщення, передається свіжому повітрю, яке надходить з навколишнього середовища. Економія енергії, що витрачається на нагрівання припливного повітря у холодний період, може сягати 60–85 % (порівняно із звичайною припливною установкою) [3.11].

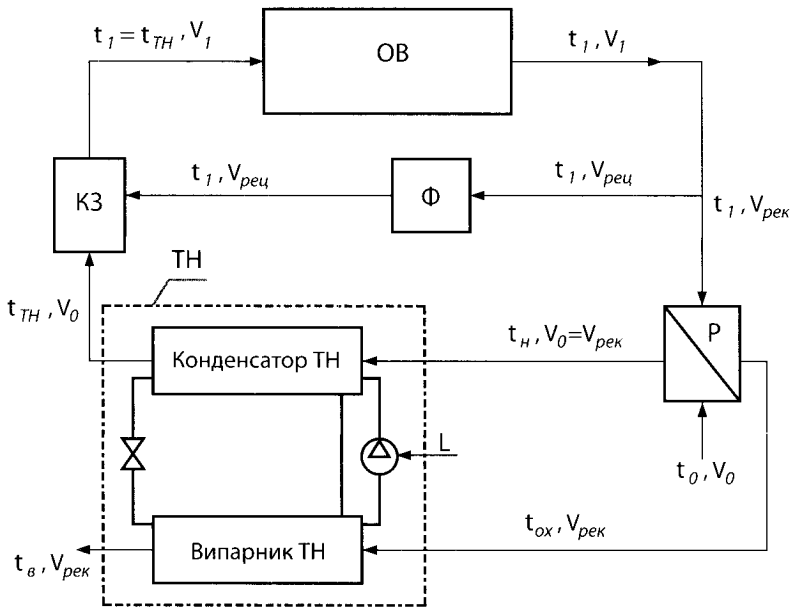


Рис. 3.19. Система вентиляції з використанням рекуператора теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря: ОВ – об'єкт вентиляції; Р – рекуператор; Ф – фільтр; КЗ – камера змішування; L – робота приводу теплового насоса

3.4.2. Системи повітряного опалення

Одна із головних особливостей систем повітряного опалення полягає у відсутності проміжного теплоносія. Це має як позитивні, так і негативні сторони. По-перше, зникає проблема «розморожування» системи при її довготривалому відключенні у зимовий період. Крім того, через високу швидкість циркуляції гарячого повітря інерційність повітряної системи значно нижча, ніж водяної, де

котел спочатку нагріває теплоносій, потім металеві труби і радіатори, а тільки згодом – повітря у приміщенні. Система повітряного опалення може ефективно працювати в режимі вентиляції. Вона має простішу конструкцію ніж традиційна водяна система через відсутність спеціальної котельні, трубопроводних систем, радіаторів, насосів і складної автоматизації управління.

Основні недоліки повітряного опалення пов'язані з переміщенням у приміщенні, що обігрівається, значних об'ємів повітря. Це знижує комфортність, приводить у рух пил і сприяє розповсюдженню бактерій по всьому об'єму приміщення, що опалюється чи вентилюється. Також потрібно враховувати, що повітряні канали мають більшу, ніж внутрішні трубопроводи систем водяного опалення, площу поперечного перерізу, тому для їх монтажу потрібні технологічні отвори великого розміру у стінах [3.12]. Але, незважаючи на ці недоліки, повітряні системи опалення на основі ТН дозволяють знизити витрати енергії та відрізняються екологічною чистотою, оскільки працюють без спалювання палива і не виробляють шкідливих викидів у атмосферу.

Теплонасосна система повітряного опалення з використанням теплоти атмосферного повітря

Нижче розглянуто дві найбільш прості теплонасосні схеми повітряного опалення з використанням теплоти атмосферного повітря [3.13]:

- 1) схема повітряного опалення без вентиляції (так звана «спліт-система» з виносним, відносно опалювального приміщення компресором, випаровувачем або конденсатором, що працює в режимі опалення або кондиціонування повітря);
- 2) схема повітряного опалення з вентиляцією приміщення та повністю винесеним за межі опалювального приміщення тепловим насосом.

Ефективність першої схеми, яка представлена на рис. 3.20, обумовлена незначним підігрівом внутрішнього повітря в конденсаторі ТН та відсутністю підігріву зовнішнього вентиляційного повітря до температури його в приміщенні. Разом з тим відбирання теплоти від атмосферного повітря потребує охолодження повітря на виході з випарника ТН до досить низьких температур, що погіршує умови роботи теплового насоса, особливо в умовах низьких температур навколишнього середовища.

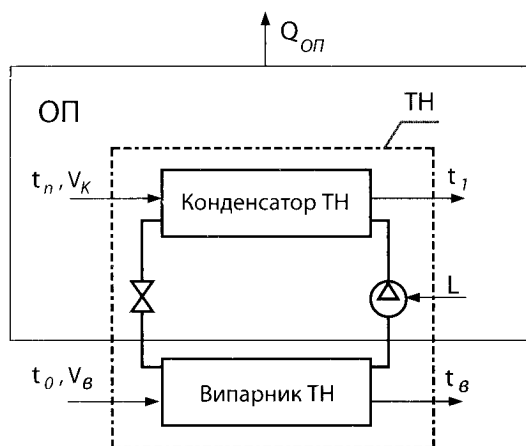


Рис. 3.20. Теплонасосна система повітряного опалення: ОП – об'єкт опалення; ТН – тепловий насос; L – робота приводу теплового насоса; $Q_{оп}$ – теплові втрати приміщення

Ефективність роботи другої системи опалення, що представлена на рис. 3.21, в значній мірі залежить від підігріву зовнішнього вентиляційного повітря від температури навколишнього середовища до температури на вході в опалювальне приміщення, що може досягати значних величин, особливо при низьких температурах довкілля.

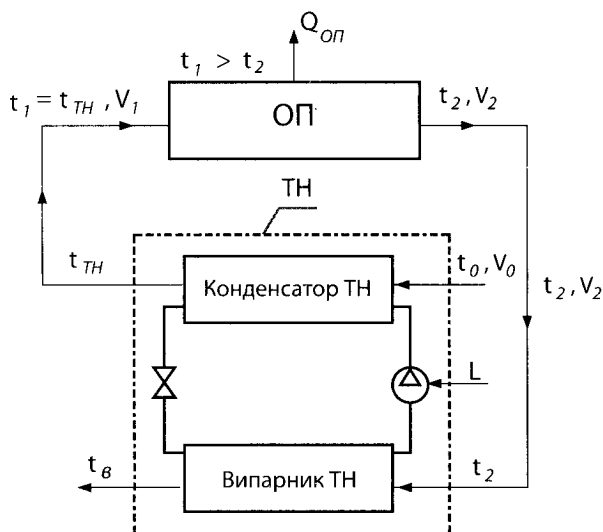


Рис. 3.21. Повітряна система опалення та вентиляції на основі теплового насоса: ОП – об'єкт опалення; ТН – тепловий насос; L – робота приводу теплового насоса; $Q_{оп}$ – теплові втрати приміщення

Але в цій системі досягається утилізація теплоти відпрацьованого повітря, внаслідок чого зростає температура повітря на виході з випарника ТН, що покращує умови роботи ТН. У зв'язку з цим в роботі [3.1] визначена термодинамічна ефективність вищевказаних схем опалення та зроблено їх співставлення, із якого випливає, що ці системи за своєю ефективністю мало відрізняються одна від одної.

Теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря

На рис. 3.22 зображена система вентиляції та опалення з використанням рекуператора теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря. Одночасне використання теплового насоса з рекуператором-утилізатором та рециркуляцією характеризується максимальним рівнем утилізації теплоти відпрацьованого повітря [87].

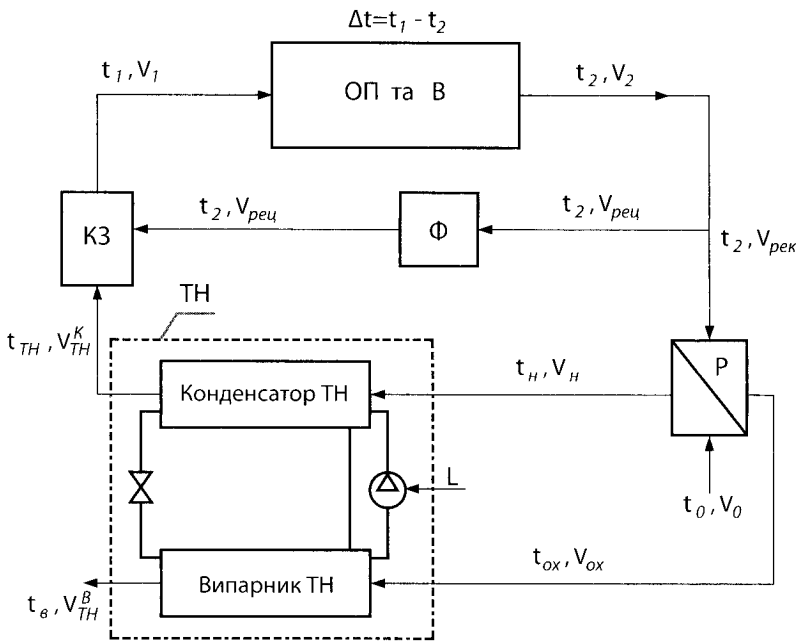


Рис. 3.22. Система вентиляції та опалення з використанням рекуператора теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря: ОП та В – об'єкт опалення та вентиляції; P – рекуператор; Ф – фільтр; КЗ – камера змішування; L – робота приводу теплового насоса

Відпрацьоване повітря на виході із приміщення має високу температуру, тому можна раціонально використовувати його теплоту. З рис. 3.22 видно, що після приміщення потік повітря розділяється на два потоки. Перша частина направляється на фільтр, а далі у камеру змішування – відбувається рециркуляція. Друга – подається на теплообмінний апарат (рекуператор-утилізатор), у якому

повітря з навколишнього середовища нагрівається за рахунок охолодження відпрацьованого повітря. У такий спосіб зменшуються витрати енергії на нагрівання навколишнього повітря у ТН.

Аналіз такої системи показав, що застосування рециркуляції повітря в системі опалення та вентиляції приводить до зменшення витрати повітря через тепловий насос, викликає необхідність зменшення температури повітря на виході з випарника та підвищення температури на виході з конденсатора ТН, для отримання повітря з заданою температурою на вході в опалювальне приміщення.

Внаслідок цього погіршуються температурні умови роботи теплового насоса, що проявляється в суттєвому зменшенні коефіцієнта трансформації ТН при збільшенні коефіцієнта рециркуляції K_{rec} . Незважаючи на це, питомі витрати зовнішньої енергії в схемі з рециркуляцією повітря дещо зменшуються внаслідок домінуючого ефекту утилізації теплоти відпрацьованого повітря.

В роботі [3.14] показано також, що використання рекуператора-утилізатора в теплонасосній схемі опалення та вентиляції є більш ефективним засобом підвищення термодинамічної ефективності системи енергопідводу, ніж застосування рециркуляції відпрацьованого повітря.

Разом з тим, цікавим є одночасне застосування обох засобів утилізації теплоти, як за рахунок рекуперації, так і за рахунок рециркуляції відпрацьованого повітря.

На основі аналізу термодинамічної ефективності теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря в роботі [3.14] отримано наступні висновки:

- рециркуляція повітря в теплонасосній схемі повітряного опалення і вентиляції має свої обмеження і може бути застосована лише при відносно невеликих коефіцієнтах рециркуляції ($K_{rec} \leq 0,5 - 0,6$) внаслідок різкого підвищення температури повітря на виході з конденсатора ТН;
- застосування рекуператора-утилізатора теплоти відпрацьованого повітря приводить до більш суттєвого підвищення термодинамічної ефективності теплонасосної схеми опалення та вентиляції в порівнянні зі схемою з рециркуляцією відпрацьованого повітря;
- додаткове застосування рециркуляції повітря в теплонасосно-рекуператорній схемі повітряного опалення та вентиляції дає позитивний ефект тільки при відносно невисоких значеннях коефіцієнта рекуперації, а при високих значеннях ($\eta_p = 0,8$) – схема з рециркуляцією (рис. 3.22) поступається своєю ефективністю більш простій схемі тільки з рекуператором.

3.4.3. Системи водяного опалення, гарячого водопостачання та кондиціювання приміщень

Теплонасосні системи водяного опалення та гарячого водопостачання різних об'єктів можуть бути виконані на основі використання різних низькотемпературних джерел енергії. В роботі [3.15] показані переваги подібних систем на прикладі теплонасосної системи з використанням теплоти ґрунту для теплопостачання приміщень залізничного вокзалу. Система використовує природну теплоту ґрунту і передбачає водяне опалення залу очікувань для пасажирів і службових приміщень в холодну пору року, кондиціювання повітря в службових приміщеннях в літній період і цілорічне гаряче водопостачання. Принципова схема системи теплопостачання показана на рис. 3.13.

Умовою ефективного використання теплонасосного теплозабезпечення будівель і приміщень є скорочення теплових втрат будівельних конструкцій до раціонального мінімуму. Тому попередньо був проведений ремонт огорожуючих конструкцій з метою зменшення теплових втрат та усунення неприпустимо надмірних інфільтрацій в пасажирській залі і службових приміщеннях.

Теплонасосна система була виконана по бівалентній схемі (з використанням двох джерел енергії) з номінальною потужністю теплового насоса 38,6 кВт та потужністю електричного котла-доводчика 12 кВт. Гаряча вода з температурою 45 °С готується та зберігається в баці-акумуляторі.

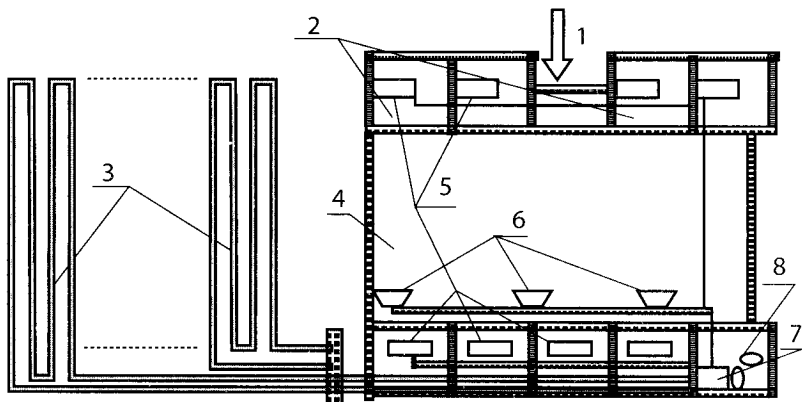


Рис. 3.23. Принципова схема елементів системи теплопостачання приміського вокзалу: 1 – вхід в приміщення; 2 – службове приміщення; 3 – ґрунтовий теплообмінник; 4 – пасажирська зала; 5 – фанкойл фірми Daikin; 6 – повітря-підігрівачі типу Leo Plastic 30S; 7 – тепловий насос Fighter 1320-40 з баком гарячої води; 8 – бак-накопичувач

Потужність теплового насоса в подібних випадках приймається на рівні 70–85 % від максимально потрібної в зимовий період. Це дозволяє забезпечити опалення об'єкту до температури зовнішнього повітря мінус 15 °С і за опалювальний сезон виробити до 90–95 % необхідної кількості теплоти. Додатково необхідна кількість теплоти (5–10 %) в найбільш холодні дні року покривається за рахунок електричного котла-доводчика.

Режим кондиціонування приміщень може підтримуватись двома способами: активним і пасивним. Перехід від одного способу на інший відбувається автоматично за допомогою датчика температури в приміщенні.

Для використання теплоти ґрунту було застосовано горизонтальний ґрунтовий теплообмінник, розташований на сусідній з будівлею вокзалу території в траншеї глибиною 1,5–1,8 м. Загальна довжина укладеної в п'ять петель пластикової труби діаметром 42 мм становила 1 200 м.

Низькотемпературна система водяного опалення вокзалу з використанням фанкойлів забезпечувала в автоматичному режимі підтримання температури на заданому рівні: в службових приміщеннях 18 ± 2 °С, в залі очікувань для пасажирів 16 ± 2 °С.

В літній період при температурі зовнішнього повітря 33 °С теплонасосна установка працювала в режимі кондиціонування, підтримуючи температуру в службових приміщеннях на рівні 23–25 °С. Позитивними властивостями теплонасосних систем є можливість використання пасивного кондиціонування в літній період, коли компресор теплового насоса не включається, і електроенергія витрачається тільки на перекачування циркуляційними насосами води, що охолоджується в ґрунтовому теплообміннику. При цьому на витрачу 1 кВт · год. електроенергії можливо отримати 30 кВт · год. холоду, що в 10 раз перевищує ефективність звичайного кондиціонера. Якщо потужності пасивного кондиціонування не вистачає, то вмикається компресор, і тепловий насос працює в режимі звичайного кондиціонера. В цьому випадку охолодження приміщень стає активним. Результати експлуатації теплонасосної системи показали, що загальні експлуатаційні витрати за опалювальний період скоротилися в 5 разів у порівнянні з використанням опалювальної котельні.

3.5. ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В ТЕПЛОАСОСНИХ СТАНЦІЯХ ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Теплонасосні станції набувають поширення у світі як альтернатива іншим централізованим джерелам теплопостачання. Роботи зі створення в Москві першої в світі теплонасосної станції для централізованого теплопостачання були розпочаті в 1975 році. Як низькотемпературне джерело для великих ТНС були рекомендовані очищені стічні води міських станцій аерації. В різних роботах як ефективне джерело теплоти для великих ТНС розглядаються потоки циркуляційної води систем оборотного водопостачання промислових підприємств і теплових електростанцій, їх умовно-чистих скидних вод, низькотемпературних геотермальних вод та вода водоймищ, що не замерзають [3.16–3.18].

Подальшим поштовхом до розробки та спорудження теплонасосних станцій були роботи [3.19, 3.20]. На даний час найбільшого поширення теплонасосні станції для систем централізованого теплопостачання набули в Швеції, Норвегії та інших країнах. В Стокгольмі споруджена найбільша в світі теплонасосна станція, що використовує теплоту води Балтійського моря.

Актуальність створення великих ТНС в сучасних умовах зростає в зв'язку з підвищенням екологічних вимог до зменшення забруднення навколишнього середовища. Тому за останні роки теплонасосні станції набули широкого використання як ефективне джерело для централізованого теплопостачання великих міст. Дослідження ефективності роботи теплонасосних станцій проводились в роботах [3.19–3.21], але найбільш системні дослідження цього питання для ТНС з різним складом обладнання проведені в роботі [3.3].

3.5.1. Теплові насоси з електроприводом компресора

Принципова схема ТНС з парокомпресійною теплонасосною установкою для централізованого теплопостачання наведена на рис. 3.24. В даному випадку перетворення енергії відбувається в двох установках: в теплонасосній установці (ТНУ) і в водогрійних котлах (ВК). Підігрів води відбувається послідовно в конденсаторі ТН та в водогрійному котлі. Теплонасосна станція забезпечує нагрівання заданої витрати мережної води в системі теплопостачання від температури $T_{м.в.1}$ до $T_{м.в.2}$.

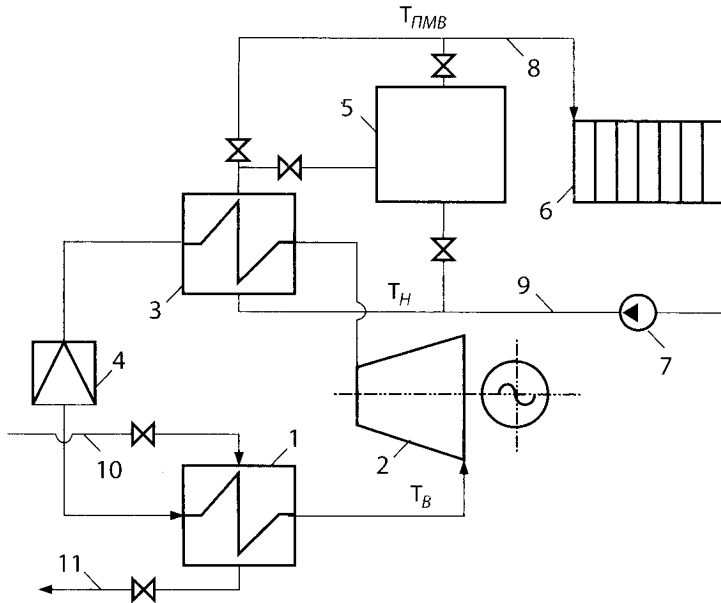


Рис. 3.24. Схема теплонасосної станції: 1 – випарник ТНУ; 2 – компресор з електроприводом; 3 – конденсатор ТНУ; 4 – дросельний вентиль; 5 – водогрійний котел; 6 – теплові споживачі; 7 – мережний насос; 8 і 9 – лінії прямої та зворотної мережної води; 10 і 11 – лінії низькотемпературного джерела енергії; T_v і T_k – температури випаровування і конденсації хладону в ТНУ; T_{TH} – температура підігрітої води в ТНУ; $T_{пмв}$ і $T_{змв}$ – температура прямої та зворотної мережної води в системі теплопостачання

Загальна ефективність роботи ТНС буде залежати не тільки від ефективності роботи ТНУ і ВК, але й від розподілу підігріву води в них. Очевидно, що при різній ефективності роботи ТНУ і ВК має існувати певний оптимальний розподіл підігріву води між ТНУ ($T_{TH} - T_{м.в.1}$) і ВК ($T_{м.в.2} - T_{TH}$), оскільки при зміні проміжного значення температури буде змінюватись не тільки перерозподіл кількості підведеної теплоти в окремих установках (ТНУ і ВК), але й ефективність роботи окремих установок за різними законами.

Таким чином, вирішення задачі ефективного впровадження ТНС зводиться до визначення оптимального розподілу навантаження між ТНУ і ВК для різних температурних режимів роботи теплової мережі. При чисельних дослідженнях задачі температура води в подавальному трубопроводі змінювалась в діапазоні від 90 °С до 150 °С, а температура зворотної мережної води від 45 °С до 70 °С. В якості низькотемпературного джерела теплоти була використана стічна вода промислового підприємства з температурою 25 °С. Ступінь охолодження води у випарнику ТН була прийнята рівною 8 °С. Варіантні розрахунки були проведені за умов прийнятого конкретного обладнання ТНС та температурного режиму

тепловій мережі. Змінною величиною була температура T_{TH} на виході з конденсатора ТН та на вході в водогрійний котел. За прийнятих умов визначалась щитома витрата умовного палива b і економія умовного палива при виробництві одиниці теплової енергії ΔB від температури T_{TH} . Як приклад, результати розрахунків за умови $T_{м.в.1} = 60^\circ\text{C}$, $T_{м.в.2} = 100^\circ\text{C}$ наведені на рис. 3.25.

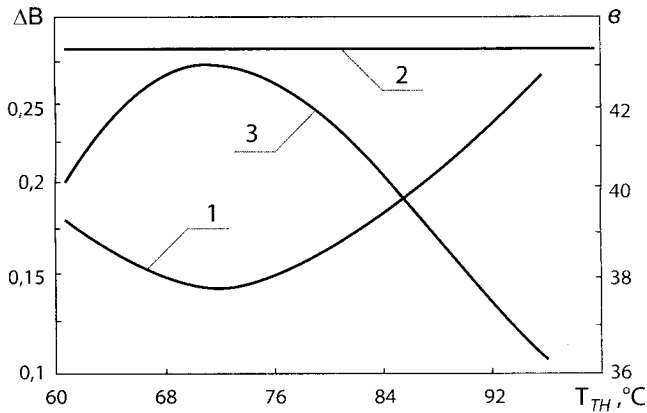


Рис. 3.25. Зміна енергетичних характеристик роботи ТНС за умови $T_{м.в.1} = 60^\circ\text{C}$; $T_{м.в.2} = 100^\circ\text{C}$: 1 – значення $v_{внут}$; 2 – $v_{вн}$; 3 – ΔB

Отримані дані підтверджують припущення про існування оптимальної проміжної температури T_{TH} при якій має місце мінімальне значення загальних щитових витрат умовного палива: відповідної максимальної економії палива внаслідок комбінування ТН з водогрійним котлом на ТНС. Проведені в роботі [3.3] дослідження дозволили зробити наступні висновки:

- 1) застосування теплонасосної станції на базі водогрійних котлів забезпечує до 15 % економії палива, зменшує витрати електроенергії на тягодуттєві установки і кількість шкідливих викидів в атмосферу;
- 2) оптимальні температури підігріву мережної води в теплонасосних установках залежать від температурного графіка роботи систем теплофікації і складають 73–80 °C;
- 3) оптимальними режимами роботи теплонасосних станцій слід вважати режими з майже однаковим розподілом навантажень між теплонасосними установками і водогрійними котлами.

3.5.2. Теплові насоси з дизельним приводом

Використання ТНУ з газовим або дизельним приводом з точки зору енергозбереження має свої переваги, оскільки передбачає утилізацію відхідних газів після паливного двигуна. Загальні можливості використання ТНУ з газовим двигуном розглянуті в роботах [3.22, 3.23]. Конкретні переваги ТНС з застосуванням ТНУ з дизельним двигуном показані в [3.24]. При цьому силовими агрегатами для привода компресорів ТНУ були прийняті дизель-генераторні станції з потужністю електрогенератора 2,5 МВт і ефективним ККД двигуна 0,37.

Принципова схема ТНС з дизель-генераторним приводом компресора ТНУ і з утилізацією теплоти відхідних газів після дизеля показана на рис. 3.26. Привод компресора ТНУ здійснюється за допомогою дизельного двигуна, електрогенератора, електродвигуна і мультиплікатора. Схема ТНУ передбачає нагрівання частки зворотної мережної води в конденсаторі ТНУ до температури $T_{тгр}$, а другої частки – в системі охолодження двигуна, утилізаторі відхідних газів після двигуна до температури води $T_{тгр}$ підігрітої в ТНУ. Далі, в залежності від температурного режиму роботи теплової мережі, гаряча вода може додатково підігріватись в водогрійному котлі або безпосередньо надходити до теплових споживачів. Дослідження проводились при зміні температури прямої мережної води в діапазоні 90–150 °С, зворотної води – від 40 до 70 °С.

Результати досліджень були представлені у вигляді відносних показників роботи ТНС (коефіцієнта перетворення, ексергетичного ККД, питомої витрати умовного палива) в порівнянні з відповідними показниками для ТНС з електроприводом ТНУ за умови підігрівання мережної води до оптимальної температури $T_{тгр}$, яка була визначена раніше для схеми з електроприводом. Досліджувалась зміна цих відносних показників в залежності від температури прямої мережної води $T_{мг2}$ при постійній температурі зворотної води $T_{мг1}$. Було показано, що показники роботи ТНС з дизельним приводом кращі за відповідні показники для ТНС з електроприводом компресора ТНУ. Ці показники зменшуються з підвищенням температури прямої мережної води, що пов'язано зі зменшенням частки завантаження ТНУ і, відповідно, збільшенням частки завантаження водогрійних котлів.

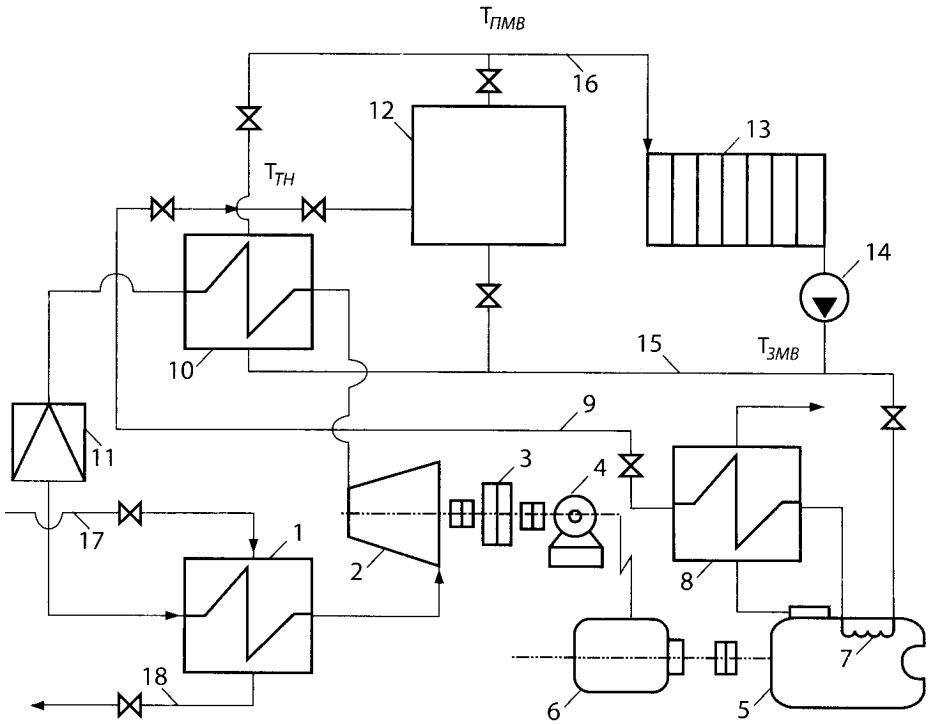


Рис. 3.26. Принципова схема ТНС з дизель-генераторним приводом компресора ТНУ і з утилізацією теплоти відхідних газів після дизеля: 1 – випарник ТНУ; 2 – компресор; 3 – мультиплікатор; 4 – електродвигун; 5 – дизельний двигун; 6 – електрогенератор; 7 – теплообмінна поверхня системи охолодження дизеля; 8 – утилізатор відхідних газів після дизельного двигуна; 9 – лінія гарячої мережної води від утилізатора; 10 – конденсатор ТНУ; 11 – дросельний вентиль; 12 – водогрійний котел; 13 – теплові споживачі; 14 – мережний насос системи теплофікації; 15 і 16 – лінія прямої та зворотної мережної води відповідно; 17 і 18 – лінія підведення і відведення «холодного» теплоносія у випарник ТНУ; $T_{\text{ГМВ}}$ і $T_{\text{ЗМВ}}$ – температури прямої та зворотної мережної води в системі теплостачання відповідно; $T_{\text{ТН}}$ – температура мережної води після підігріву в ТНУ

На рис. 3.27 показані залежності додаткової економії умовного палива за рахунок впровадження ТНУ з дизельним приводом компресора і утилізацією теплоти відхідних газів від двигуна.

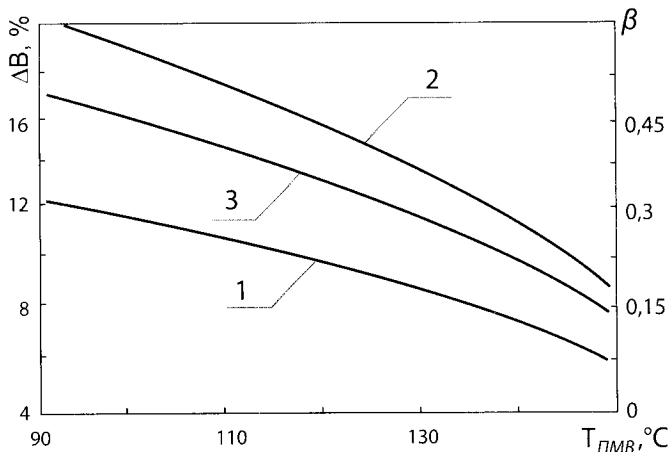


Рис. 3.27. Значення економії умовного палива ΔB відносно роботи ТНС з електроприводом та частки навантаження ТНУ β : 1 – економія палива на ТНУ; 2 – на ТНС; 3 – зміна частки навантаження ТНУ

Крива 1 на цьому рисунку характеризує економію палива в порівнянні з роботою ТНУ з електроприводом компресора, а крива 2 – економію палива в порівнянні з роботою водогрійної котельні. Видно, що додаткова економія палива за рахунок використання ТНУ з дизельним приводом може складати до 7 % (при $T_{ми2} = 90^\circ C$). Ці показники зменшуються з підвищенням температури прямої мережної води, що має місце внаслідок зменшення частки навантаження ТНУ (крива 3).

На підставі проведеного дослідження в роботі [3.3] зроблені висновки:

- 4) ефективність роботи теплонасосних установок з дизельним приводом компресора вища за ефективність роботи ТНУ з електроприводом завдяки утилізації відхідних газів після двигуна;
- 5) застосування теплонасосних станцій з дизельними двигунами зумовлює економію палива в порівнянні з водогрійними котельними до 21 %;
- 6) економія палива спричиняє зменшення витрат кисню на процеси горіння палива, зменшення шкідливих викидів в атмосферу і зменшення витрат електроенергії на тягодуттьові установки водогрійних котлів.

3.5.3. Теплові насоси з приводом компресора від газотурбінної установки та утилізацією теплоти відхідних газів в топках водогрійних котлів

Одним із варіантів когенераційних установок на базі використання газових турбін є установки з утилізацією теплоти відхідних газів в топках водогрійних котлів. При комбінуванні таких установок з ТНУ можливим варіантом

теплонасосної станції є ТНС з приводом компресора ТНУ від газотурбінної установки з використанням теплоти відхідних газів в топках водогрійних котлів. В роботі [3.3] проведено аналіз ефективності роботи такої ТНС за умов використання серійних газових турбін ГТЕ-1,5 з потужністю електрогенератора 1,5 МВт і ККД на номінальному режимі 31,5 %. Як і в попередніх випадках досліджувалась робота ТНС при зміні температури прямої мережної води від 90 °С до 150 °С, зворотної – від 40 °С до 70 °С. Робота ТНС аналізувалась за умови підігріву мережної води в ТНУ до раніше визначеної оптимальної температури. За порівняльний варіант брався варіант водогрійної котельні. Ефективність роботи ТНС з приводом від ГТУ порівнювалась також з ефективністю роботи водогрійної котельні з ГТУ та утилізацією теплоти відхідних газів в топках котлів.

На рис. 3.28 наведені закономірності зміни частки навантаження β ТНУ у складі теплонасосної станції для таких систем:

- 1) ТНС з електроприводом компресора ТНУ;
- 2) ТНС з приводом компресора ТНУ від дизельного двигуна;
- 3) ТНС з приводом компресора ТНУ від газотурбінної установки.

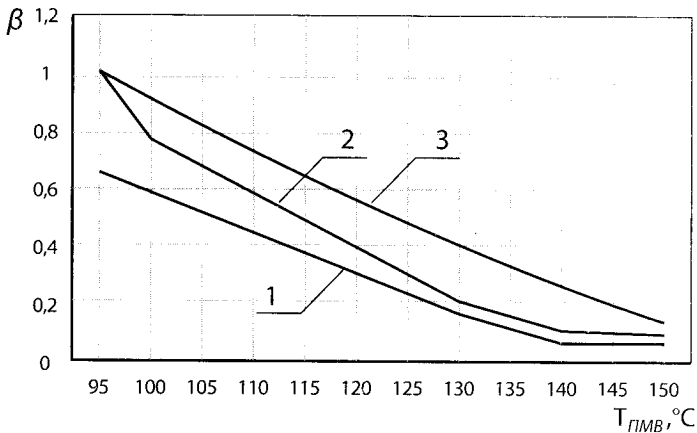


Рис. 3.28. Зміна частки навантаження ТНУ у складі ТНС в залежності від температури прямої мережної води: 1 – ТНС з електроприводом; 2 – ТНС з приводом від ДВЗ; 3 – ТНС з приводом від ГТУ

Видно, що за оптимальних умов роботи ТНУ спостерігається збільшення частки завантаження ТНУ для ТНС с приводом компресора від ГТУ порівняно з іншими варіантами ТНС. Зменшення β з підвищенням температури прямої мережної води пояснюється збільшенням навантаження водогрійних котлів в діапазоні параметрів менш ефективної роботи ТНУ.

На рис. 3.29 наведено результати розрахунків щодо зміни питомої витрати умовного палива в залежності від температури прямої мережної води.

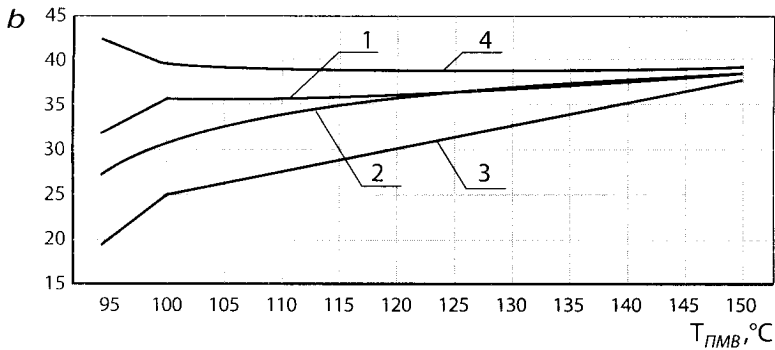


Рис. 3.29. Зміна питомої витрати умовного палива в залежності від температури прямої мережної води: 1 – ТНС з електроприводом; 2 – ТНС з приводом від ДВЗ; 3 – ТНС з приводом від ГТУ; 4 – ВК з ГТУ

Видно, що найменші питомі витрати умовного палива забезпечує ТНС з ГТУ та утилізацією теплоти відхідних газів у топках котлів. Деяко більші витрати палива мають місце на ТНС з електроприводом ТНУ та приводом від дизельного двигуна, а найвищі витрати палива мають місце на когенераційній установці з ГТУ та використанням відхідних газів в топках котлів. Однак, при високих значеннях температур прямої мережної води $T_{пмв} = 140-150\text{ }^{\circ}\text{C}$ питомі витрати умовного палива для всіх схем майже однакові, що пояснюється збільшенням навантаження водогрійних котлів, які працюють менш економічно, ніж ТНУ. Штриховими лініями на рис. 3.28 та рис. 3.29 позначена область дійсних режимів роботи системи теплопостачання.

На основі проведеного дослідження в роботі [3.3] зроблено наступні висновки:

- 1) ТНС з приводом компресора від ГТУ та утилізацією теплоти відхідних газів у топках водогрійних котлів забезпечує більшу частку навантаження ТНУ β у складі ТНС, ніж ТНС з електроприводом чи приводом компресора від ДВЗ.
- 2) Найменші питомі витрати умовного палива забезпечує ТНС з приводом компресора від ГТУ. До неї за ефективністю наближається ТНС з електроприводом та з приводом від ДВЗ. Водогрійній котельні з ГТУ властиві найбільші питомі витрати умовного палива.
- 3) Найвища економія умовного палива спостерігається для ТНС з приводом компресора від ГТУ (до 45,25 %). Економія умовного палива на ТНС з приводом від ДВЗ складає до 36,7 %. Економія умовного палива на ТНС з електроприводом не перевищує 26,2 %, але є вищою, ніж економія умовного палива ВК з ГТУ.
- 4) Отже, найбільш ефективною схемою ТНС слід вважати ТНС з приводом компресора від ГТУ.

3.5.4. Вплив схеми включення конденсаторів та випарників теплонасосних установок на ефективність роботи ТНУ у системі ТНС

Схема включення конденсаторів та випарників теплонасосних установок може суттєво впливати на показники ефективності роботи теплової станції з ТНУ. Схема із послідовним включенням конденсаторів декількох теплових насосів хоча і передбачає вищі витрати електроенергії на прокачування теплоносія через послідовно з'єднані конденсатори, але ці витрати компенсуються значною економією енергії на привід компресорів. Послідовне включення конденсаторів теплових насосів при паралельному з'єднанні випарників забезпечує нагрівання теплоносія до певної вищої температури з меншими витратами енергії (більшим коефіцієнтом трансформації), або дозволяє здійснити підігрівання теплоносія на більшу величину з такими ж витратами енергії, як при паралельній схемі включення конденсаторів. Аналіз різних схем включення ТН виконано в [3.3].

На рисунку 3.20 наведена схема включення теплонасосної установки послідовно за конденсаторами і котлом та паралельно за випарниками.

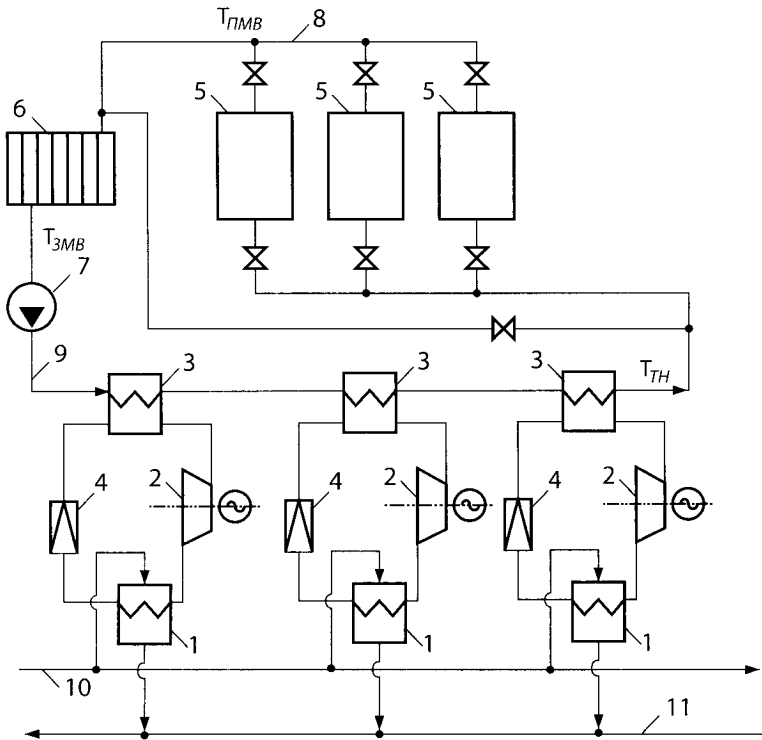


Рис. 3.30. Схема теплонасосної станції з послідовним включенням конденсаторів теплових насосів та електричним приводом компресорів: 1 – випарник ТНУ; 2 – компресор з електроприводом; 3 – конденсатор ТНУ; 4 – дросельний вентиль; 5 – водогрійний котел; 6 – теплові споживачі; 7 – мережний насос; 8 і 9 – лінії прямої та зворотної мережної води; 10 і 11 – лінії низькотемпературного джерела енергії

Температури прямої та зворотної мережної води в системі теплопостачання визначаються за температурним графіком в залежності від температури зовнішнього повітря. Значення частки навантаження ТНУ у складі ТНС (β) залежить від температур прямої та зворотної мережної води, які, в свою чергу, залежать від температури зовнішнього повітря.

В роботі [3.3] визначені оптимальні значення β для схем ТНС з різними видами приводу та схемами включення випарників та конденсаторів ТНУ при різних режимах роботи теплової мережі. Запропоновано методику визначення частки теплової потужності ТНУ β у складі ТНС в залежності від температури зовнішнього повітря з урахуванням комплексного впливу схем включення конденсаторів ТНУ, виду приводу компресора ТНУ та режимів роботи ТНС.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Чому в будівлях з опаленням типу «тепла підлога» ефективність використання ТН вища?
2. В яких випадках ТН ефективніший від котла чи груби (розглянути значення ККД)?
3. Які джерела теплоти використовують в системах з ТН в якості резервних і пікових?
4. Назвати статті теплових втрат критих басейнів.
5. Які фактори впливають на кількість вологи, що випаровується в приміщення критих басейнів?
6. Назвіть значення коефіцієнтів тепловіддачі від повітря до поверхні води в басейні вдень і вночі.
7. Поясніть схему послідовного використання теплоутилізаторів-рекуператорів та ТН.
8. Яким чином знижується вологість в басейні при використанні ТН?
9. Назвіть втрату теплоти з квадратного метра відкритого басейну.
10. Чому ТН мають більшу економічність при використанні їх влітку в якості кондиціонерів?
11. Назвіть переваги і недоліки централізованого тепlopостачання від ТН в лікарнях.
12. Назвати специфічні фактори використання ТН в громадських будівлях.
13. В чому полягає суть теплонасосно-рекуперативних систем вентиляції?
14. Поясніть значення коефіцієнта рекуперації та кратності вентиляції.
15. В яких випадках використовується рециркуляція повітря в системах вентиляції?
16. Поясніть роботу схеми повітряного опалення з ТН.
17. Що є більш ефективним – рекуперація теплоти чи рециркуляція повітря в системах вентиляції з ТН?
18. В чому є перевага використання теплонасосних станцій при централізованому тепlopостачанні?
19. Поясніть переваги послідовного включення конденсаторів ТН в теплонасосній станції.

ЛІТЕРАТУРА

- 3.1. Безродний М. К. Енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання/М. К. Безродний, Н. О. Притула. – К. : НТУУ «КПІ», 2012. – 208 с.
- 3.2. Ефимов Н. Н. Перспективы использования тепловых насосов в энергообеспечении промышленных и коммунальных предприятий/Н. Н. Ефимов, П. А. Малышев // Теплоэнергетика. – 2009. – № 11. – С. 30–33.
- 3.3. Ткаченко С. Й., Остапенко О. П. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання. – Вінниця: ВНТУ. – 2009. – 175 с.
- 3.4. Новожилов Ю. Н. Применение тепловых насосов в системах теплоснабжения/Ю. Н. Новожилов // Промышленная энергетика. – 2006. – № 5. – С. 24–25.
- 3.5. Jacques Bernier. La pompe de chaleur. Mode d'emploi. – Paris.: – Рус Edition. – 553 p.
- 3.6. Мацевитый Ю. М. Внедрение теплонасосных технологий/Ю. М. Мацевитый, Н. Б. Чиркин, Л. С. Богданович, А. С. Клепанда // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2008. – № 3. – С. 4–10.
- 3.7. Безродний М. К. Енергетична ефективність системи вентиляції з використанням рекуператора та теплового насоса/М. К. Безродний, М. А. Галан // 36. «Техническая теплофизика и промышленная теплотехника». – Дніпропетровськ. – 2011. – № 3. – С. 5–13.
- 3.8. Безродний М. К. Енергетична ефективність теплонасосної системи вентиляції з рекуператором теплоти і рециркуляцією відпрацьованого повітря/М. К. Безродний, М. А. Галан // Наукові вісті Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – 2011. – № 2. – С. 16–19.
- 3.9. Проценко В. П., Сафонов В. К., Ларкин Д. К. Тепловые насосы / Учебное пособие. – М. – 1984. – 100 с.
- 3.10. Ивахненко С. Воздушное отопление: системы и оборудование // Aqua-Терм. – 2009. – № 1. – С. 8–12.
- 3.11. Безродний М. К. Термодинамічна ефективність теплонасосних систем повітряного опалення/М. К. Безродний, М. А. Галан // Наукові вісті Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – 2011. – № 6. – С. 13–17.
- 3.12. Безродний М. К. Термодинамічна ефективність теплонасосних систем повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря/М. К. Безродний, М. А. Галан // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2012. – № 1. – С.15–25.

- 3.13. Мацевитый Ю. М. Внедрение теплонасосных технологий/ Ю. М. Мацевитый, Н. Б. Чиркин, Л. С. Богданович, А. С. Клепанда // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2008. – № 3. – С. 4–10.
- 3.14. Онишков В. Е. Экономическая эффективность использования теплонасосных установок на предприятиях пищевой промышленности/ В. Е. Онишков // Холодильная техника. – 1990. – №7. – С. 2–4.
- 3.15. Онишков В. Е. Оценка эффективности использования теплонасосных станций/ В. Е. Онишков // Холодильная техника. – 1988. – №5. – С. 4–6.
- 3.16. Онишков В. Е. Выбор теплонасосной станции для промышленного предприятия/ В. Е. Онишков // Холодильная техника. – 1988. – №10. – С. 24–27.
- 3.17. Янтовский Е. И. Теплонасосные станции в энергетике/ Е. И. Янтовский, Ю. В. Пустовалов, В. С. Янков // Теплоэнергетика. – 1978. – №4. – С. 13–19.
- 3.18. О создании теплонасосной станции в Москве/ В. С. Варварский, В. Г. Жилин, Ю. В. Пустовалов [и др.] // Теплоэнергетика. – 1978. – №4. – С. 20–22.
- 3.19. Пустовалов Ю. В. Оптимизация работы теплонасосной станции по температуре воды после конденсаторов/ Ю. В. Пустовалов, В. С. Янков, Е. И. Янтовский // Теплоэнергетика. – 1979. – №6. – С. 69–71.
- 3.20. Зысин В. А. Тепловой насос как средство экономии газообразного топлива/ В. А. Зысин, Н. Н. Михалев // Тр. ЛПИ. – 1951. – №1. – С. 154–164.
- 3.21. Зысин В. А. Комбинированные парогазовые установки и циклы/ В. А. Зысин – М. – Л.: – Гозэнергоиздат – 1962. – 236 с.
- 3.22. Остапенко О. П. Теплонасосні установки в системах теплопостачання/ О. П. Остапенко // Вісник ВПІ. – 2002. – №2. – С. 42–44.
- 3.23. Остапенко О. П. Застосування теплових насосів в системах теплопостачання – ефективний напрямок енерго- і ресурсозбереження/ О. П. Остапенко // Збірка тез доповідей III Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених [«Екологія. Людина. Суспільство.»] (11–12 травня 2000 р., Київ). – К. : НТУУ «КПІ», 2000. – С. 131–132.
- 3.24. Чепурний М. М. Аналіз ефективності застосування теплонасосних установок з дизельним приводом компресора/ М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Вісник ВПІ. – 2002. – №5. – С. 39–41.

РОЗДІЛ 4. ТЕПЛОВІ НАСОСИ В ПРОМИСЛОВИХ ТЕХНОЛОГІЯХ

4.1. ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В ПРОЦЕСАХ СУШІННЯ

4.1.1. Сушильні установки як об'єкт застосування теплонасосних систем енергопостачання

Сушіння, безсумнівно, є одним з найбільш інтенсивних, з енергетичної точки зору, промислових процесів. У розвинених країнах приблизно 10 % паливоспоживання використовується для цілей сушіння різних продуктів індустрії [4.1].

Одним з розповсюджених типів сушильних установок є конвективне сушіння, у якому попередньо нагріте повітря проходить над поверхнею продукту. Суміш вилученої із продукту вологи з повітрям видаляється в атмосферу, виносячи із собою теплоту, витрачену на випаровування вологи. Температура повітря, що видаляється, коливається в широкому діапазоні та може бути в межах 30–70 °С.

Сушарки можуть бути як безперервної дії (продукт надходить у камеру і видаляється безперервно), так і періодичного (продукт завантажується в камеру, сушиться і після досягнення певної вологості матеріалу видаляється, далі цикл повторюється). Теоретично можливо зменшити енергоспоживання збільшенням рециркуляції повітря, що приводить до подовження часу сушіння і перевитрати енергоресурсу, і тому частка рециркуляції повинна обґрунтовуватися результатами техніко-економічного аналізу.

Крім нагрівання повітря, необхідного для проходження процесу, підведена енергія витрачається і на компенсацію втрат теплоти через огорожувальні конструкції, втрати гарячого повітря через нещільності й втрати при нагріванні в калориферах. Енергія витрачається також і на привід вентилятора. За даними [4.2] ефективність таких сушарок дуже низька. Витрати енергії досягають 23 МДж/кг вологи, що видаляється, що майже в 10 разів більше теплоти випаровування.

Найпростіша утилізаційна установка являє собою теплообмінник рекуператор, у якому вхідне повітря нагрівається потоком сушильного агента, що видаляється (рис. 4.1) [4.3].

В якості утилізаторів можуть бути використані також обертові регенеративні теплообмінники. Ефективність застосування рекуперативних і регенеративних теплообмінників-утилізаторів, які використовуються в деяких сушильних

установках, показана в роботах [4.4, 4.5]. При їхньому використанні вдається досягти 15–20 % економії первинної енергії, що витрачається на сушіння.

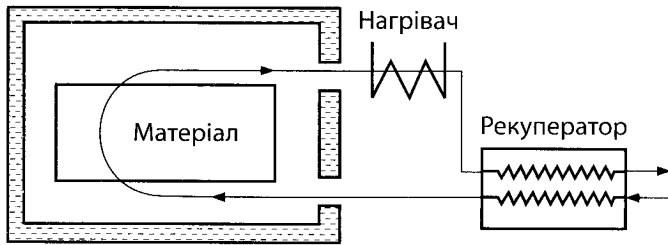


Рис. 4.1. Принципова схема сушильної установки з рекуператором в якості утилізатора теплоти

Для підвищення ефективності роботи систем регенерації теплоти в сушильних установках перспективним є використання парокompресійних теплових насосів (рис. 4.2) [4.6]. У сушарці, що обладнана тепловим насосом, повітря надходить у випарник ТН, де віддає теплоту киплячому робочому тілу (холодильному агенту). Пори останнього стискаються в компресорі і надходять у конденсатор. Конденсуючись, пари нагрівають атмосферне повітря, що надходить в сушарку. Якщо неможливо нагріти повітря в конденсаторі до необхідної температури, додатково встановлюється електронагрівник (рис. 4.3).

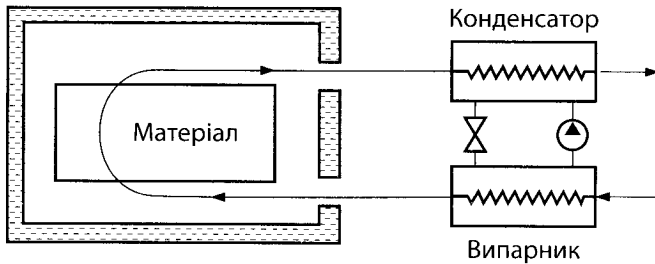


Рис. 4.2. Принципова схема сушильної установки з тепловим насосом

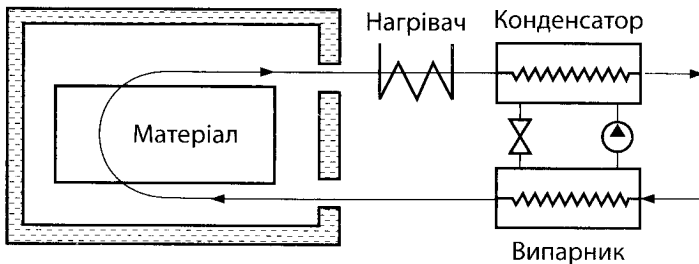


Рис. 4.3. Принципова схема сушильної установки з тепловим насосом і додатковим нагрівачем

Найбільш широко розроблюються та впроваджуються сушарки з теплонасосним осушувачем (рис. 4.4), що дозволяють отримати замкнений повітряний контур.

У випарнику вологе повітря охолоджується нижче точки роси (осушується) і надходить у конденсатор теплового насоса, де нагрівається до необхідної температури. За попередніми даними відомо [4.6], що для зменшення кількості теплоти, необхідної для нагрівання, застосовується байпасування частини повітря повз випарник теплового насоса, що збільшує його температуру перед конденсатором [4.8].

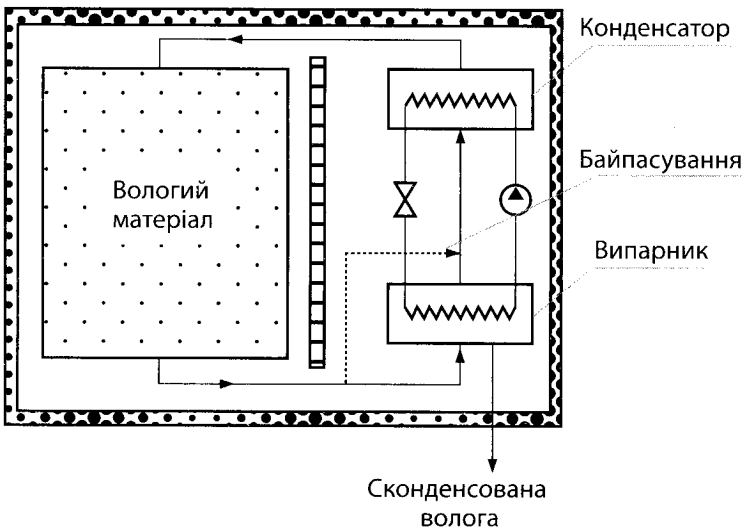
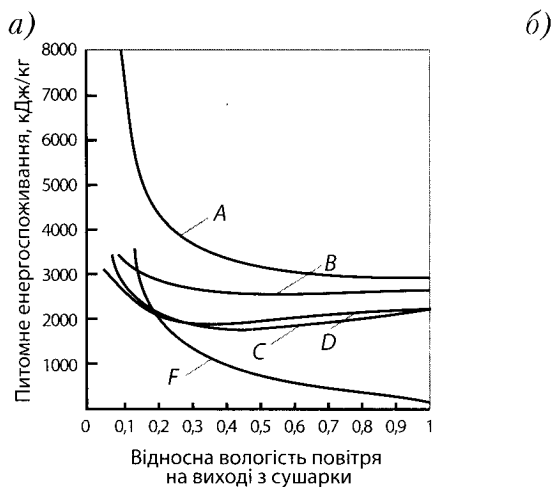
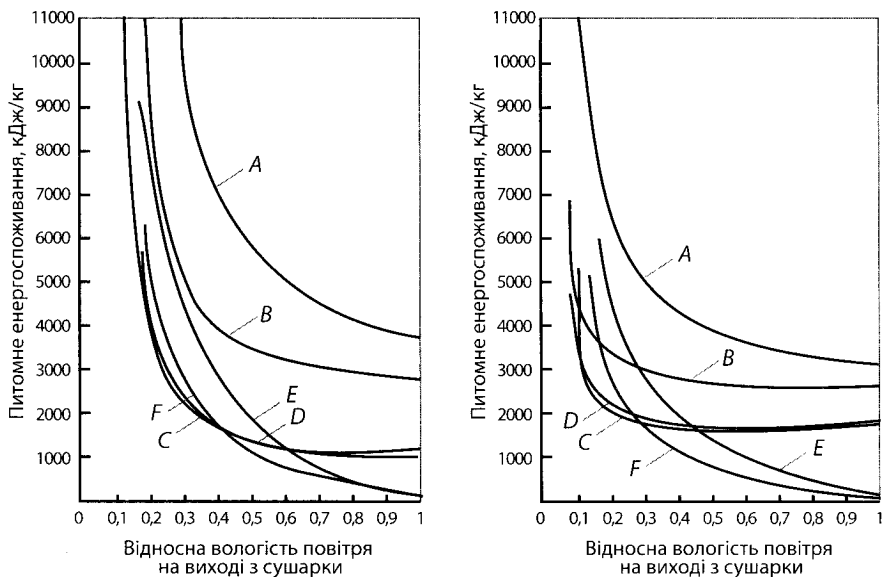


Рис. 4.4. Принципова схема сушильної установки з теплонасосним осушувачем

Результати порівняльного аналізу всіх перерахованих схем утилізації теплоти в сушильних установках представлені на рис. 4.5, на якому нанесені криві, що відповідають умовам: *A* – відсутність утилізатора; *B* – рекуператор; *C* – тепловий насос; *D* – тепловий насос з додатковим нагрівачем; *E* – теплонасосний осушник без байпасування повітря; *F* – теплонасосний осушник з байпасуванням повітря.

За попередніми даними [4.7], найбільш ефективним при високій відносній вологості повітря є застосування теплонасосного осушувача з байпасуванням повітря. Зменшення відносної вологості повітря знижує ефективність застосування теплового насоса і при відносній вологості менше 30 % він стає невигідним. Це пояснюється зменшенням температури конденсації водяних парів, які перебувають у повітрі, що приводить до необхідності зниження температури кипіння хладону у випарнику, і, відповідно, при постійній температурі конденсації – до зниження коефіцієнта трансформації теплоти.



в)

Рис. 4.5. Результати порівняльного аналізу схем утилізації теплоти, показаних на рис. 4.1–4.4: а) температура навколишнього повітря 0 °С, відносна вологість навколишнього повітря 100 %, температура на виході з СУ 30 °С; б) температура навколишнього повітря 0 °С, відносна вологість навколишнього повітря 100 %, температура на виході з СУ 50 °С; в) температура навколишнього повітря 0 °С, відносна вологість навколишнього повітря 100 %, температура на виході з СУ 70 °С; А – відсутність утилізатора; В – рекуператор; С – тепловий насос; D – тепловий насос з додатковим нагрівачем; E – теплонасосний осушник без байпасування повітря; F – теплонасосний осушник з байпасуванням повітря

З рисунків видно, що при відносній вологості повітря на виході з сушарки 80 %, температурі навколишнього повітря 0 °С та відносній вологості його 100 % і температурі за сушаркою 50 °С питома витрата енергії склала для цих схем близько 800 кДж/кг, у той час як для звичайної сушарки близько 4000 кДж/кг.

Як бачимо з вищенаведених даних, використання теплонасосних технологій осушення і тепlopідготовки повітря в сушильній техніці приводить до істотного підвищення ефективності роботи останніх. Комбінація такої особливості сушильного циклу, як наявність малих температурних перепадів сушильного агента в процесі та можливість виконання тепловим насосом функцій осушувача і регенератора теплоти, при відносно високих значеннях коефіцієнтів її трансформації внаслідок особливості сушильного циклу, роблять теплонасосні сушарки дуже привабливими з енергоекономічної точки зору.

Саме енергоекономічні перспективи впровадження теплонасосних технологій сприяли бурхливому прояву інтересу в середині минулого століття до практичного використання ТНУ, який привів до інтенсивної розробки й застосування останніх в енергоємних сушильних процесах різних продуктів і матеріалів, про що піде мова нижче.

4.1.2. Досвід використання теплових насосів в установках сушіння різних матеріалів і продуктів

Протягом багатьох десятиліть теплові насоси відомі як ефективний метод підвищення потенціалу низькотемпературних і низькопотенційних джерел теплоти, що сприяло зростанню їх широкого застосування в цілях теплопостачання громадських об'єктів. Проте їх здатність перетворювати приховану теплоту конденсації пари низькопотенційного теплоносія (за допомогою його охолодження і осушення) з подальшим підвищенням його потенціалу та передачі на більш високому температурному рівні потоку повітря, зробило їх придатними до застосування в теплотехнологічних процесах сушіння. Дотримуючись загальної тенденції поліпшення якості продукції, контролю сушильного процесу та зменшення споживання енергоресурсів, багато дослідників визнали характерні особливості застосування теплових насосів в сушильній техніці, що призвело до швидкого зростання як теоретичних, так і прикладних досліджень теплонасосного сушіння (табл. 4.1) [4.9].

Таблиця 4.1. Дослідження в області теплонасосного сушіння

Дослідники	Країна	Застосування
Chou та ін. (1998),	Сінгапур	Аграрні і морські продукти (гриби, фрукти, морські продукти)
Chua та ін. (1998) Carrington, Barneveld та ін. (1996), Carrington, Bannister та ін. (1996), Sun та ін. (1996)	Нова Зеландія	Пиломатеріали та деревини
Prasertsan та ін. (1997), Prasertsan та Saen-Saby (1998)	Таїланд	Агрокультури (банани)
Mason та Blarcom (1993)	Австралія	Горіхи
Meyer та Greyvenstein (1992)	Південна Африка	Зерно
Rossi та ін. (1992)	Бразилія	Овочі (цибуля)
Nassikas та ін. (1992)	Греція	Папір
Strommen и Kramer (1994)	Норвегія	Морські продукти (риба)
Hawlander та ін. (2006, 2006)	Сінгапур	Імбир, гуава, папайя
Alves-Filho та Ross (2006)	Норвегія та Ірландія	Загальні дослідження
Sieniutycz (2006)	Польща	Загальні дослідження
Sakar та ін. (2006, 2006)	Індія	Загальні дослідження
Claussen та ін. (2007)	Норвегія	Картонля
Sunthonvit та ін. (2007)	Австралія	Нектарин
Van der Pal та ін. (2007)	Нова Зеландія	Деревина
Zhang та ін. (2007)	Китай	Деревина

Крім можливості зниження енергоспоживання сушильної установки, оснащеної тепловим насосом, до основних переваг використання даної технології відносять також реалізацію створення добре контрольованих умов сушіння (температури і вологості сушильного агента). Багато дослідників продемонстрували можливість створення точних сушильних умов для сушіння широкого ряду продуктів та підвищення їх якості. В роботі [4.10] наведено варіант необхідної оптимізації компонентів і конструкції системи для підвищення енергетичної ефективності теплонасосної сушарки.

Будь-яка конвективна сушарка може бути оснащена тепловим насосом відповідної конструкції. Найбільш часто теплові насоси використовуються в тунельних, камерних сушарках, але можливо також їх застосування в сушарках інших типів (наприклад, роторних). Однак установки, які вимагають більших значень температури сушильного агента, наприклад розпилювальні, не підходять для застосування теплонасосної технології.

На рис. 4.6 зображена узагальнена класифікація теплонасосних сушарок по режиму роботи, кількості етапів сушіння, кількості ступеней теплового насоса, типів допоміжних джерел теплоти. Багато установок із цієї класифікації запропоновані за останні два десятиліття.

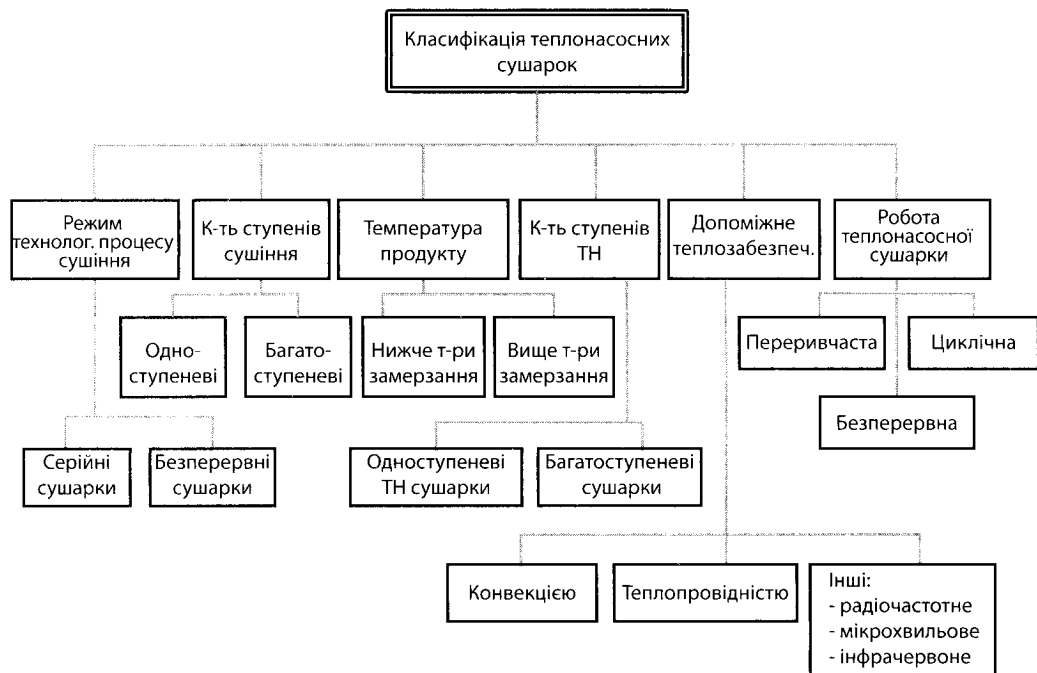


Рис. 4.6. Класифікація теплонасосних сушарок

Як згадувалося вище, ефективність роботи теплонасосної сушарки при заданих умовах визначається ефективністю роботи теплового насоса, яка залежить від величини коефіцієнта трансформації. Стосовно до сушильних процесів дослідники зарубіжних країн характеризують ефективність роботи сушильної установки питомим коефіцієнтом випаровування вологи, який прийнято позначати SMER. При цьому

$$SMER = \frac{\text{кількість випареної вологи}}{\text{кількість затраченої енергії}}, \frac{\text{кг}_{\text{вол}}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \quad (4.1)$$

визначається як кількість випареної вологи при витраті кількості роботи в 1 кВт·год. Величина SMER залежить від максимальної температури повітря

в сушарці, відносної вологості сушильного агента, температур випаровування і конденсації холодильного агента, ефективності системи охолодження. На рис. 4.7 наведені деякі значення SMER для типового діапазону значень температур в теплонасосній сушарці в залежності від початкової температури сушильного агента [4.11, 4.12].

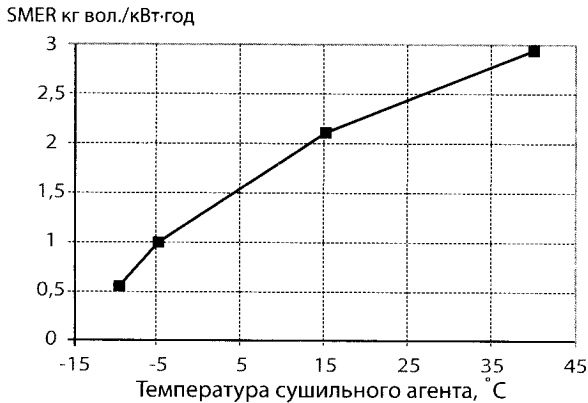


Рис. 4.7. Залежність SMER від початкової температури сушильного агента

Характерним, згідно рис. 4.7, є те, що кількість видаленої вологи на одиницю витрат енергії із зниженням температури сушильного агента різко знижується, в основному через зниження коефіцієнта трансформації теплового насоса.

Теоретичний максимум SMER для конвективного теплового сушіння, складає приблизно $1,55 \text{ кг}_{\text{вол.}}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ (на підставі прихованої теплоти випаровування вологи при $100 \text{ }^\circ\text{C}$). Типові значення SMER, що досягаються тепловим насосом, становлять, за даними [4.13], приблизно $3 \text{ кг}_{\text{вол.}}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$, що є дуже вигідним при порівнянні з традиційними сушарками конвективного типу, для яких це значення коливається в діапазоні $(0,5\text{--}1) \text{ кг}_{\text{вол.}}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.

Сумарні значення коефіцієнта ефективності видалення вологи для теплонасосної сушарки показані на рис. 4.8 [4.14–4.17].

Тепловий насос і сушарка можуть бути скомбіновані в різній конфігурації в залежності від взаємного розташування повітряного і енергетичного потоків. Оцінка ефективності деяких схем теплонасосної сушарки проведена в роботі [4.18].

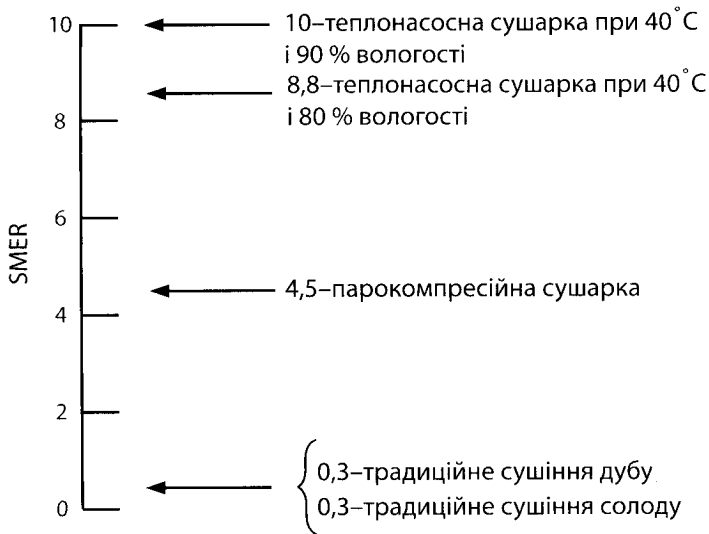


Рис. 4.8. Ефективність різних сушильних систем

Відомі схеми застосування в сушильній техніці двоступеневих теплових насосів, що дозволяють додатково підвищити енергетичну ефективність і поліпшити якість контролю температури і вологості сушильного агента.

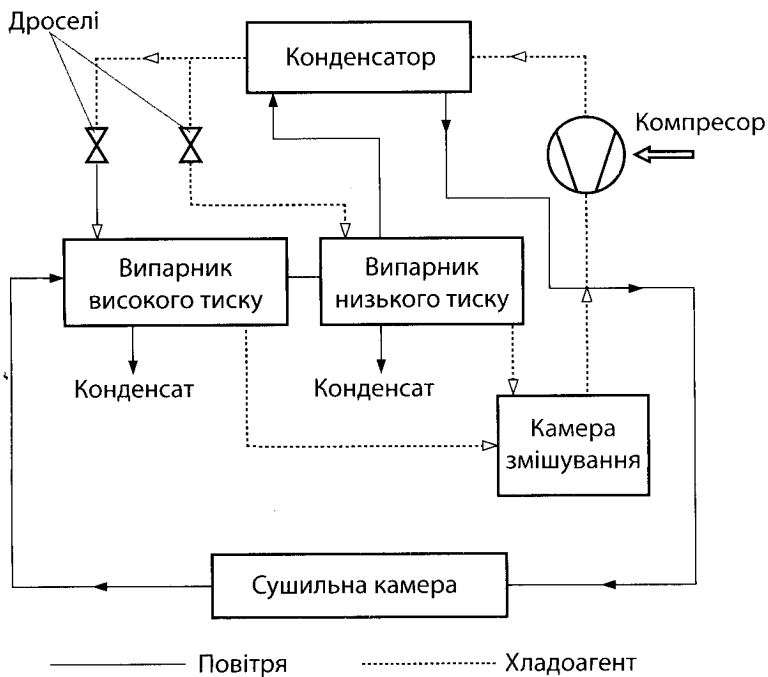


Рис. 4.9. Принципова схема двоступеневої теплонасосної сушарки

На рис. 4.9 наведено приклад використання двоступеневого ТН в паралельній конфігурації, де випарник першого теплового насоса працює при підвищеному тиску щодо випарника другого ТН [4.19].

З точки зору ефективності використання енергії, двоступеневий тепловий насос дозволяє регенерувати більше прихованої теплоти вологого повітря, через більш високий коефіцієнт трансформації. Порівняльні дані коефіцієнта трансформації для різних схем теплонасосної сушарки ячменю показані на рис. 4.10.

Економічність теплонасосної системи сушіння може бути збільшена шляхом комбінації з іншими джерелами теплоти, такими як природний газ.

Застосування теплового насоса дозволило значно зменшити енергоспоживання при сушінні текстилю. В роботі [4.20] наведені дані, що дозволяють порівняти енергоспоживання при сушінні з тепловим насосом і у вихідному варіанті, де підігрівання повітря здійснюється за рахунок спалювання нафти (табл. 4.2).

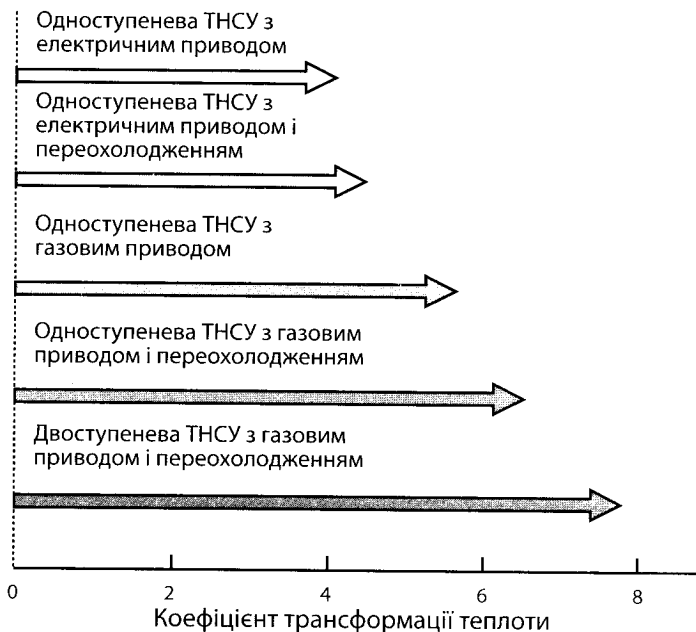


Рис. 4.10. Коефіцієнт трансформації теплоти ТН при сушінні ячменю при $t = 66\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $\varphi = 5\%$ для різних типів ТНСУ

Таблиця 4.2. Енергоспоживання при сушінні текстилю

Сушарки із спалюванням нафти	
Споживання нафти, МДж/год	599
Споживання електроенергії, кВт	2,29

Сушарки із спалюванням нафти	
Час сушіння, год	5,75
Кількість вологи, що видаляється, кг	154
Питоме енергоспоживання, МДж/кг	24,1
Питоме енергоспоживання із врахуванням ККД вироблення електроенергії, МДж/кг	31,7
Сушарка із тепловим насосом	
Номінальна електрична потужність, кВт	15
Середня потужність, що споживається, кВт	18,4
Питоме енергоспоживання, МДж/кг	2,05
Питоме енергоспоживання із врахуванням ККД вироблення електроенергії, МДж/кг	7,6
Порівняння	
Зменшення енергоспоживання, %	94
Зменшення енергоспоживання із врахуванням ККД вироблення електроенергії, %	76
Зменшення експлуатаційних витрат, %	70
Термін окупності, років	2,4

При виготовленні виробів з глини до однієї з енергоємних операцій відноситься сушіння гіпсових форм [4.21]. У вихідному варіанті для підігрівання повітря до 50 °С використовувався газ. Для зменшення енергоспоживання на сушіння був застосований тепловий насос, який дозволив зменшити витрати енергії з урахуванням ККД вироблення електроенергії на 12 %. Дані для порівняння початкового варіанту і варіанту з тепловим насосом наведені нижче (табл. 4.3).

Таблиця 4.3. Енергоспоживання при сушінні гіпсових форм

Сушарка із спалюванням газу	
Питоме енергоспоживання в сушарці, МДж/кг	4,6
Питоме енергоспоживання із врахуванням ККД вироблення електроенергії, МДж/кг	7,05
Сушарка із тепловим насосом	
Номінальна електрична потужність теплового насоса, кВт	3
Маса одного завантаження вологого продукту, т	0,8
Кількість вологи, що видаляється, кг	232
Час сушіння, год	18
Споживання електроенергії, кВт · год	108
Питоме енергоспоживання, МДж/кг	1,7
Питоме енергоспоживання із врахуванням ККД вироблення електроенергії, МДж/кг	6,2

Порівняння

Зменшення енергоспоживання, %	64
Зменшення енергоспоживання із врахуванням ККД вироблення електроенергії, %	12

Через економічні і технологічні обмеження застосування теплонасосних технологій сушіння на ранній стадії свого розвитку знаходило місце тільки в спеціальних установках для сушіння кераміки та інших матеріалів, які потребують делікатних і м'яких режимів тепловологообробки [4.22]. Однак, останнім часом зростає інтерес до теплонасосного сушіння харчових продуктів і біоматеріалів, де необхідними є не тільки низькотемпературні режими процесу, але і точний контроль умов сушіння для стабілізації і підвищення якості продукту [4.23–4.26].

У більшості проведених досліджень головним висновком є те, що застосування теплонасосної технології сушіння, поряд зі значним зниженням енергоспоживання, призводить також до істотного поліпшення показників якості обробленого продукту. Це особливо важливо у випадку тепловологообробки харчових продуктів, при якій потрібне тонке і точне регулювання технологічних параметрів сушильного процесу.

Основною перевагою застосування теплонасосної технології при сушінні термочутливих продуктів може бути можливість забезпечення низькотемпературних умов процесу в діапазоні температур від 20 °С до 60 °С [4.27]. В роботах [4.28–4.30] показано, що ТНСУ може працювати за циклічними температурними графіками для поліпшення якості різних сільськогосподарських культур, які осушуються в двоступеневих теплонасосних сушарках. Згідно з даними авторів, при правильно підібраних технологічних параметрах процесу і заданій циклічній нестационарній зміні температури можливе зменшення деградації такого важливого для харчових продуктів показника якості як колір до 87 %.

Можливість оперативно і швидко регулювати умови сушіння є ще однією перевагою теплонасосної технології осушення для харчових продуктів. У країнах, де рівень вологості високий, в період дощових сезонів, через велику вологість повітря, що використовується в якості сушильного агента, спостерігається великий відсоток браку продукції. У таких випадках ТНСУ може зменшити витрати виробництва шляхом збереження вологості продукту через регулювання видалення вологи і прихованої теплоти пароутворення в повітрі у випарнику. В роботі [4.31] показано, що при сушінні цибулі енергоспоживання теплонасосної сушарки значно менше при порівнянні із конвективними системами традиційного типу.

На рис. 4.11 показана тунельна теплонасосна сушарка для сушіння термочутливих харчових продуктів (соленої тріски) [4.32]. По даним автора, температура сушіння може регулюватися в діапазоні 0–70 °С, однак для спеціальних цілей нижня межа температури може бути знижена до мінус 10 °С. Відносна вологість сушильного агента коливається в діапазоні 30–40 % [4.33].

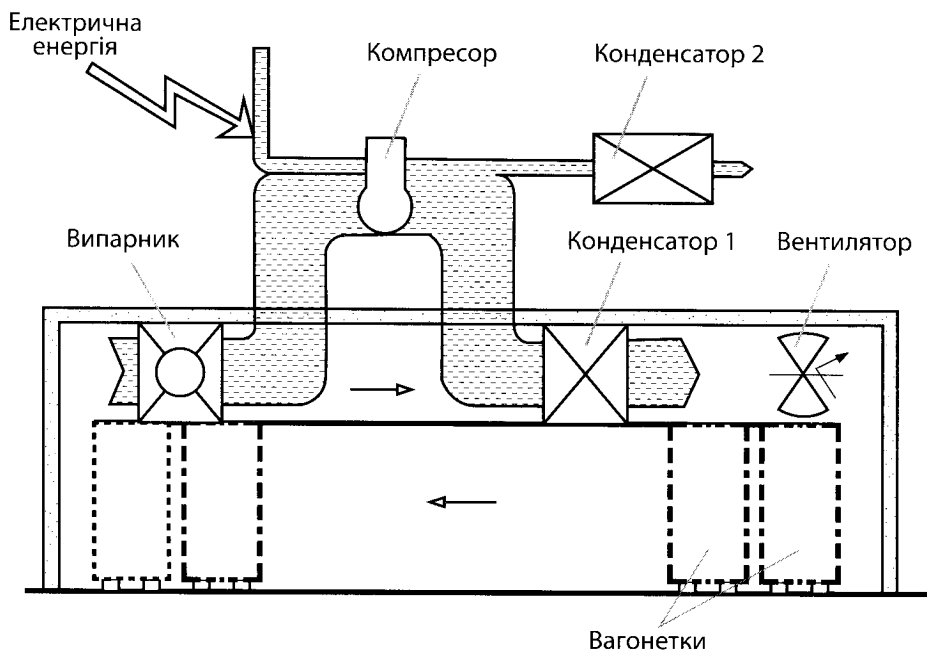


Рис. 4.11. Тунельна ТНСУ для сушіння соленої тріски

Окремим питанням в технологічному процесі сушіння харчових продуктів є проблема дезодоризації або дегазації матеріалу. При цьому використання теплонасосної технології дозволяє набагато простіше вирішити цю задачу, оскільки в замкнутій сушильній системі сприйнята з матеріалу волога виводиться з циклу в рідкій фазі. Надалі, відновлення ароматичних компонентів або видалення поглинутих шкідливих речовин реалізується набагато простіше з рідкої фази, ніж з великого обсягу відпрацьованого повітря.

Закриті системи теплонасосних сушарок роблять можливим використання N_2 , CO_2 або інших інертних газів в якості сушильних агентів для зменшення ймовірності виникнення пожеж або вибухів, а також запобігає руйнуванню продуктів, чутливих до кисню. Але в цьому випадку необхідно передбачити спеціальну конструкцію подачі матеріалу для запобігання інфільтрації сушильного агента в навколишнє середовище. Ефективність процесів тепломасообміну

в дисперсних системах при низьких температурах сушіння термочутливих харчових продуктів робить можливим використання теплонасосної технології в комбінації з пневматичними, конвеєрними, вібруючими сушильними установками, а також установками з киплячим шаром.

На рис. 4.12 зображена схема теплонасосної сушарки з киплячим шаром, що розроблена в Норвезькому інституті технологій і повністю протестована для ряду харчових продуктів [4.34, 4.35].

Робоча температура, за даними авторів, встановлюється на бажаному рівні регулюванням потужності конденсатора, а необхідна відносна вологість продукту підтримується шляхом зміни потужності компресора через частотне регулювання швидкості двигуна. Ця установка дозволяє сушити продукт при температурі від 20 °С до 60 °С і відносній вологості повітря від 20 % до 90 %.

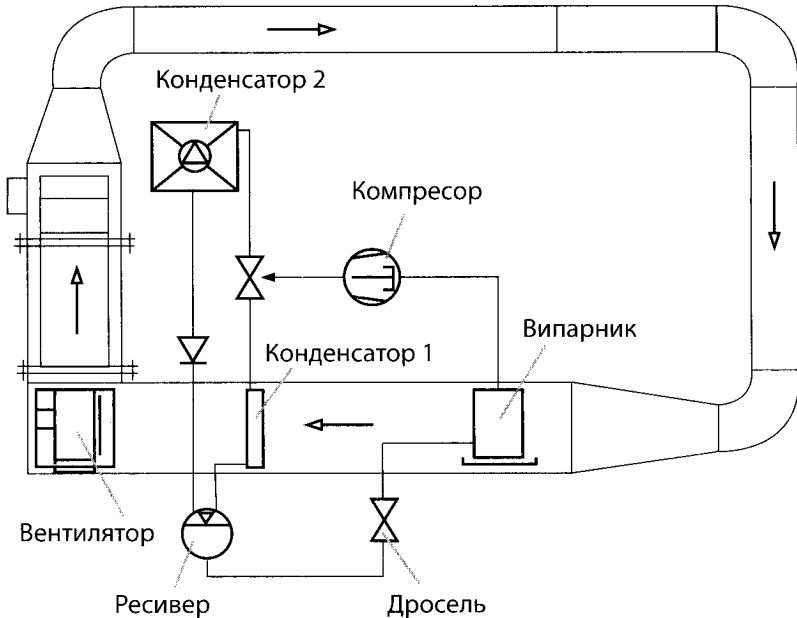


Рис. 4.12. ТНСУ із киплячим шаром для сушіння харчових продуктів

Дослідження, проведені в Норвезькому інституті технологій на різного роду термочутливих матеріалах і продуктах біологічного походження, а також фармацевтичних препаратах, медичних і біотехнологічних продуктах, бактеріях, фруктах, овочах довели, що теплонасосне сушіння в киплячому шарі дозволяє отримати продукт більш високої якості, хоча з більш високою ціною. Тому дана технологія може бути рекомендована для продуктів преміум класу [4.36].

На рис. 4.13 наведена схема багатоступеневої теплонасосної сушарки з киплячим шаром, яка складається з двох сушарок, розмішених в ряд, і двох теплових насосів, підключених паралельно один з одним, що забезпечує кондиціювання повітря в сушильних камерах. Кожен тепловий насос може працювати в абсолютно різних умовах з різними холодильними агентами [4.37–4.39].

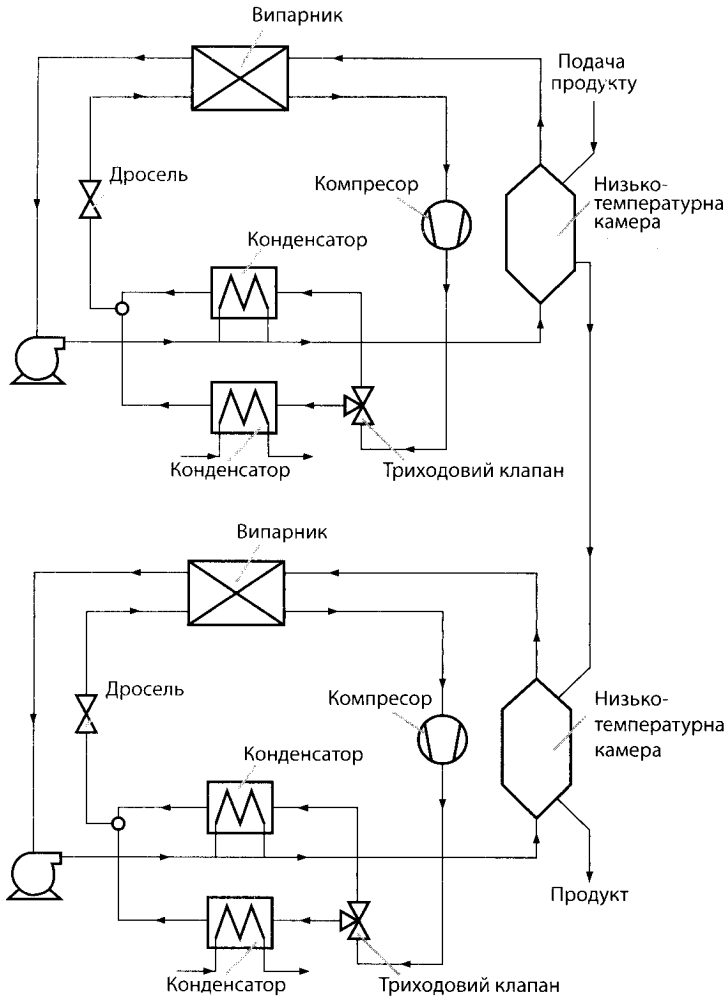


Рис. 4.13. Багатоступенева теплонасосна сушарка із киплячим шаром

Вологий продукт надходить у першу сушарку, час знаходження в якій визначається досягненням критичної вологості. Далі напівсухий продукт надходить у другу сушарку, де він піддається обробці при більш високій температурі до закінчення процесу сушіння. За відомостями авторів, послідовні умови сушіння дозволяють знизити вміст вологи при низьких температурах для збереження

якості продукції і здійснити закінчення сушіння при підвищених температурах для підвищення загальної ефективності роботи теплових насосів.

В роботах [4.40–4.45] проведено аналіз досвіду застосування теплонасосних технологій осушення в харчовій промисловості Австралії. Базуючись на власному досвіді, автори оцінили більше 30-ти одиниць теплонасосних сушарок, які використовувалися на австралійських підприємствах, для випуску харчових продуктів. Висновки, зроблені авторами, відносно високої ефективності застосування даних технологій, привели до збільшення довіри виробників до теплонасосних технологій сушіння і багаторазового збільшення кількості встановлюваних ТНСУ з характерним коефіцієнтом видалення вологи 500–1000 кг на добу.

В Грузії була введена в дію теплонасосна установка на Самтрецькій чаєсушильній фабриці [4.46]. Схема установки представлена на рис. 4.14.

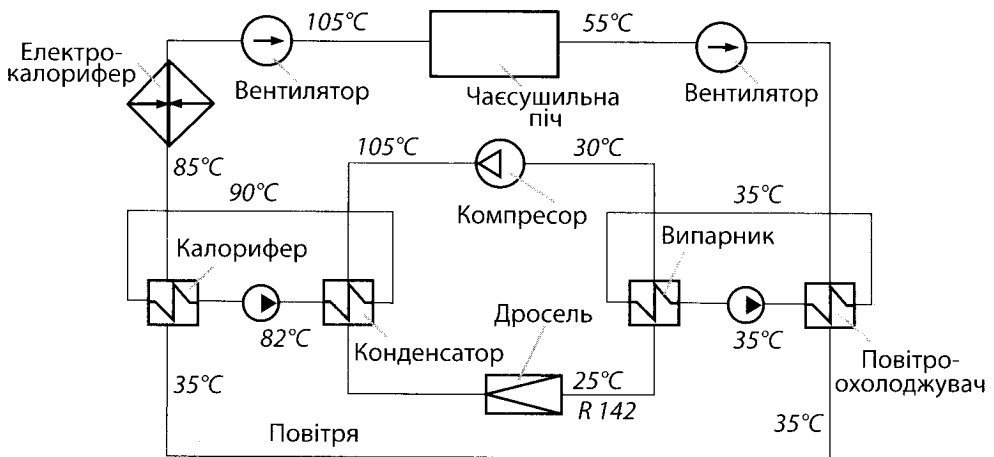


Рис. 4.14. Схема ТНСУ для теплопостачання процесу сушіння чайного листа

Відхідне повітря сушарки надходить в осушувач, де охолоджується водою нижче точки роси. Вода з осушувача надходить у випарник теплового насоса. Осушене повітря направляється в калорифер, де нагрівається водою, що надходить із конденсатора теплового насоса. Додаткове нагрівання проводиться в електрокалорифері. При температурі конденсації коефіцієнт трансформації теплоти рівний 3.

Як зазначають автори, впровадження теплонасосних установок на всіх чайних фабриках Грузії дозволить щорічно економити 100 тис. тон високоякісного мазуту.

Окремої уваги заслуговують дослідження, що проводяться вченими багатьох країн в області можливої комбінації теплонасосних сушильних установок з додатковими джерелами теплоти, з яких можна виділити джерела мікрохвильової енергії, сонячної енергії, енергії інфрачервоних променів, радіочастотних імпульсів і т. д.

В роботах [4.47–4.56] проведені дослідження теплонасосних сушарок в комбінації з мікрохвильовими механізмами сушіння. Основний висновок, який впливає з вказаних робіт, полягає в тому, що використання мікрохвильової енергії при теплонасосному осушенні продуктів харчування та деяких будівельних матеріалів дозволяє значно збільшити продуктивність сушарки і якість продукції, що випускається. Однак, наявність енергетичних витрат на експлуатацію мікрохвильових генераторів опускають теплонасосні установки в аспекті енергоспоживання на рівень традиційних конвективних сушильних установок.

Відомі також схеми теплонасосних сушарок з використанням в якості допоміжного джерела теплової енергії сонячних колекторів. Один з варіантів комбінації такої системи зображений на рис. 4.15. В роботах [4.57–4.64] проведено аналіз ефективності роботи сонячних теплонасосних сушарок, головним висновком з якого є те, що найбільш ефективним варіантом використання сонячної енергії в якості додаткового джерела теплоти є схеми з наявністю бака-акумулятора (рис. 4.16).

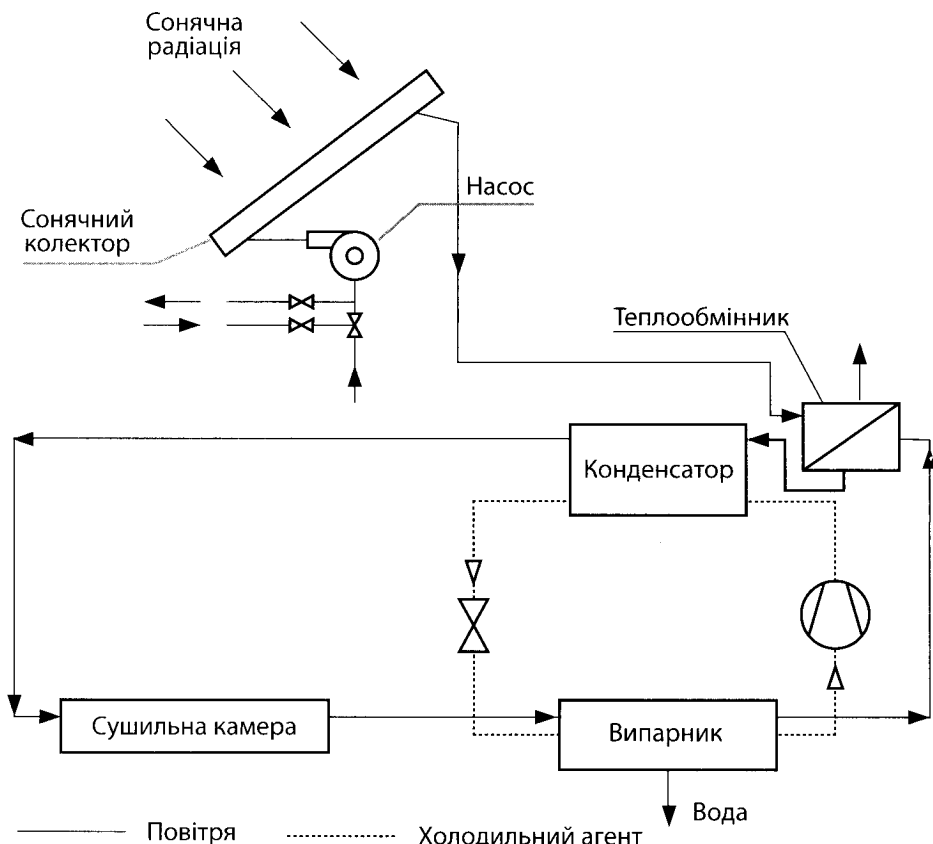


Рис. 4.15. Схема ТНСУ із сонячним колектором

При цьому ефективність роботи таких систем істотно залежить від тривалості сонячної денної активності. Застосування сонячних колекторів дозволяє поліпшити показники продуктивності установки, а величина економічного ефекту від впровадження даної технології залежить від типу матеріалу, що висушується, і його вартості.

У літературі зустрічається також велика кількість різних схем комбінації теплового насоса з іншими джерелами теплової енергії з метою створення найбільш ефективної і адаптованої до конкретних умов сушильної установки для сушіння різного роду продуктів.

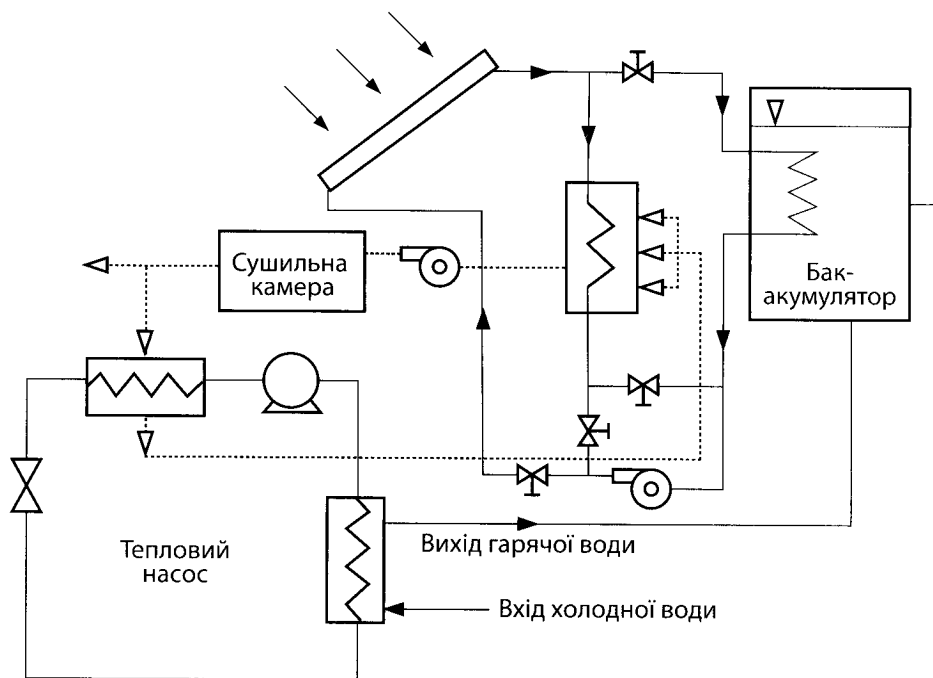


Рис. 4.16. Схема ТНСУ із сонячним колектором і баком-акумулятором

Варто відзначити, що у всіх вищерозглянутих випадках тепла ефективність теплонасосної системи, яка визначається коефіцієнтом трансформації теплоти теплового насоса, вище 100 %. Однак вартість електричної енергії, необхідної для роботи ТН, може бути вище, ніж вартість відновленої теплоти. Таким чином, рентабельність всієї системи істотно залежить від відносної вартості електричної і теплової енергії. Однак, при обліку терміну окупності теплонасосної сушарки необхідно також враховувати і більш високу якість продукту, що випускається, а в деяких випадках і істотне підвищення продуктивності установки.

4.1.3. Використання теплових насосів в установках для сушіння зерна

Виробництво зерна складає одну з основних складових аграрного сектору економіки і є традиційно основним сільськогосподарським продуктом багатьох країн, зокрема Канади, США, Мексики, ПАР, України. Найбільшими виробниками зернових станом на 2011 рік були США, Китай, Росія, ЄС, Україна. Площа посіву зернових культур в різних країнах займає від 20 до 60 % посівних земель, а валовий збір зерна сягає багатьох мільйонів тон. При цьому експортується приблизно 15–20 % зернових культур, головна ж частина 80–85 % залишається на потреби країни-виробників для внутрішнього використання, що обумовлює необхідність наявності великої кількості комплексів перероблення та зберігання зернових.

Україна входить в десятку найбільших виробників пшениці та кукурудзи серед країн-виробників злакових культур. Степова частина сільськогосподарських земель на 60 % зайнята вирощуванням зернових культур, що є одним з найбільших показників у світі. Врожай пшениці та кукурудзи в Україні станом на 2011 рік склав 18 та 10 мільйонів тон відповідно. Зібраний врожай підлягає технологічному переробленню, зберіганню на посів, експорту.

Рівень вологості зібраного зерна на 10–30 % вище від рівноважного, що обумовлює необхідність його підсушування для підвищення якості та строку зберігання [4.65]. При цьому собівартість сільськогосподарської зернової продукції складається до 20–90 % з витрат на обробку зібраного врожаю, в якій основним і водночас найбільш енергоємним технологічним процесом є тепловологісна обробка, якій підлягає до 80 % врожаю [4.66]. Разом з цим, постійне зростання цін на традиційні енергоносії та підвищення об'ємів вирощування зерна ставлять перед виробниками задачі підвищення енергетичної ефективності технологічних процесів сушіння, утилізації вторинних енергоресурсів та розробка раціональних схем тепловологообробки на базі альтернативних джерел енергії.

Вчасно та правильно проведений процес сушіння не тільки підвищує якість зерна при зберіганні, а й покращує його продовольчі характеристики. За умови дотримання оптимальних способів сушіння забезпечується подальше досягання зерна, вирівнюється ступінь зрілості, встановлюється рівномірний розподіл вологості, поліпшується зовнішній вигляд та інші технологічні характеристики [4.67]. Процес тепловологооброки призводить до знищення шкідників та мікроорганізмів, в деяких випадках підвищує технологічні властивості дефектного зерна.

Технологія сушіння зернових продовольчого призначення визначає ґатунок отриманого борошна, якість круп та період можливого їх подальшого зберігання. Сушіння насінневого та кормового зерна має свої особливості. Так, процеси

з насіннєвим зерном є низькотемпературними і вимагають особливих технологічних параметрів процесів сушіння, що обумовлюється його призначенням.

Використання зерна як готового сільськогосподарського продукту, обумовлює необхідність його тепловологообробки до визначеного технологією рівня вологості. Для використання зерна пшениці на внутрішньому ринку його досить підсушити до 16–17 % вологості. Однак, при використанні зернових для експорту, або ж у якості посівного матеріалу для забезпечення довготривалого зберігання, кінцева вологість повинна становити 11–14 % (при початковій 19–35 %), в залежності від сорту та подальшого цільового застосування [4.68].

Основними способами сушіння зерна є конвективний, кондуктивний, електричний, сорбційний та променевий методи. Використання даних методів обумовлюється призначенням зерна, його об'ємами та технологічними параметрами процесу тепловологообробки.

Процеси сушіння складають до 90 % енерговитрат на перетворення зібраного врожаю в готовий продукт [4.65]. Найбільш економічно ефективним і, в результаті, основним способом сушіння є конвективний метод. Конвективне сушіння в свою чергу має ряд своїх особливостей і технологічно ділиться на два способи: високотемпературне (при температурі сушильного агенту від 80 °C) та низькотемпературне (25–80 °C).

Технологія високотемпературної тепловологообробки зернових з 80-х років минулого століття в основному використовується для зерна кормового призначення та зерна низького ґатунку. Це пов'язано з втратою зерном деяких своїх біологічних та продовольчих характеристик внаслідок обробки його сушильним агентом з високою температурою. Для продовольчих типів зерна використовуються, в більшості випадків, низькотемпературні режими сушіння.

Особливістю технологічного процесу сушіння зернових культур після тепловологообробки є їхнє поступове охолодження для зберігання визначених технологією характеристик. Основною умовою є запобігання розтріскування поверхні зернин від термічного перепаду при різкому охолодженні. Охолодженню підлягає до 80 % висушеного зерна, що обумовлюється відносно невеликою кількістю (до 20 %) зерна кормового призначення [4.65].

Технологія сушіння зерна на сучасному етапі розвитку поєднує в сушильних установках сушильну та охолоджувальну технологію. При цьому теплоту повітря, яким охолоджують зерно, утилізують, використовуючи його для сушіння з подальшим підігрівом. Проте існуючі традиційні сушильні установки не утилізують теплоту охолоджуючого повітря, видаляючи його в атмосферу. В деяких випадках можуть використовуватись модульні утилізатори теплоти

охолоджуючого повітря на базі пластинчастих теплообмінників, призначені для використання явної та прихованої теплоти відпрацьованого повітря.

В існуючих традиційних схемах теплозабезпечення сушильних систем для нагрівання сушильного агента застосовуються теплогенератори з використанням природних невідновлюваних видів палива. При цьому сушильні установки можуть бути як відкритого типу, так і замкнутого рециркуляційного типу. Рециркуляція призводить до підвищення коефіцієнту корисної дії сушильної установки [4.4], а також до отримання технологічно необхідної відносної вологості повітря, що є особливо важливим в процесах сушіння насінневого зерна та сприяє зниженню механічних напружень в матеріалі. Тому рециркуляцію використовують для сушіння зернових та інших матеріалів, для яких якість продукції в значній мірі визначається режимом сушіння.

На рис. 4.17 зображено принципіві схеми роботи традиційних сушарок зернових культур періодичної дії відкритого типу (рис. 4.17, а) та системи з частковою рециркуляцією відпрацьованого сушильного агента (рис. 4.17, б).

Енергетичні витрати існуючих традиційних сушильних схем на базі газового теплогенератора становлять в середньому близько 46,4 МДж при зменшенні вологості 1 тони зерна на 1 % і, в залежності від культури, коливаються в діапазоні від 0,7 до 19 м³ природного газу, що свідчить про низьку енергетичну ефективність традиційних систем.

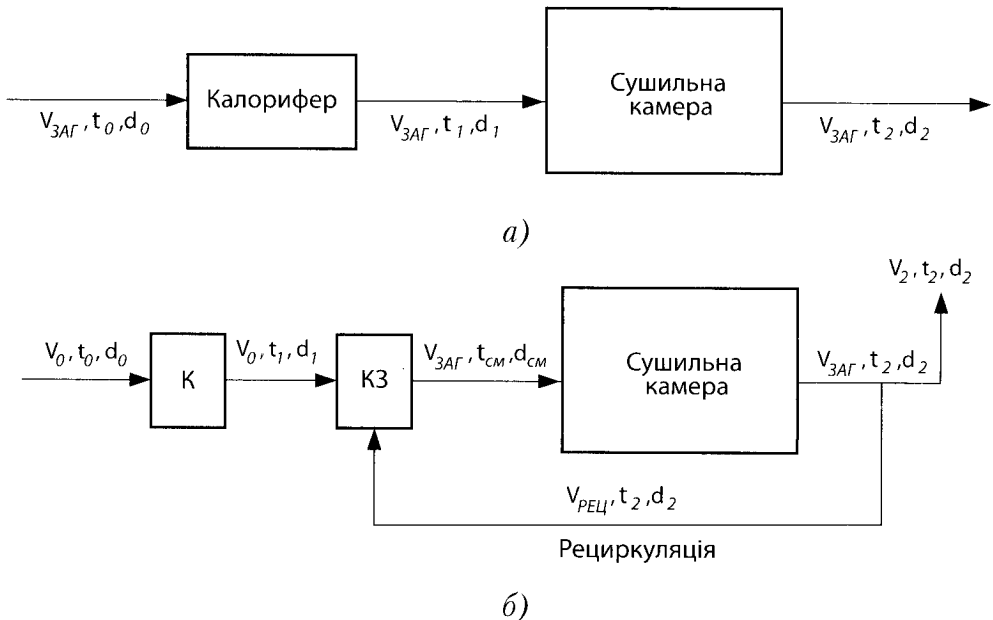


Рис. 4.17. Схеми традиційних установок сушіння зерна періодичної дії: а) традиційна сушарка з однократним використанням сушильного агента; б) сушарка з частковою рециркуляцією сушильного агента; К – калорифер; КЗ – камера змішування

Зростання об'ємів виробництва зернових, і разом з тим великі енергетичні витрати на видалення вологи з зерна призвели до пошуку більш раціональних схем використання первинних енергоресурсів на сушіння, зокрема теплонасосних схем енергозабезпечення процесу тепловологообробки зерна.

Починаючи з 50-тих років, провідні світові фірми-виробники сушарок розгорнули масштабні дослідницькі кампанії на предмет можливості раціонального впровадження теплонасосних агрегатів в технологічні процеси. Вже в 1952 році були отримані перші патенти на технологічні схеми з використанням теплових насосів (ТН) конденсаційного типу без рециркуляції (використання їх у якості утилізаторів, рис. 4.18, а) та з частковою рециркуляцією сушильного агенту (рис. 4.18, б).

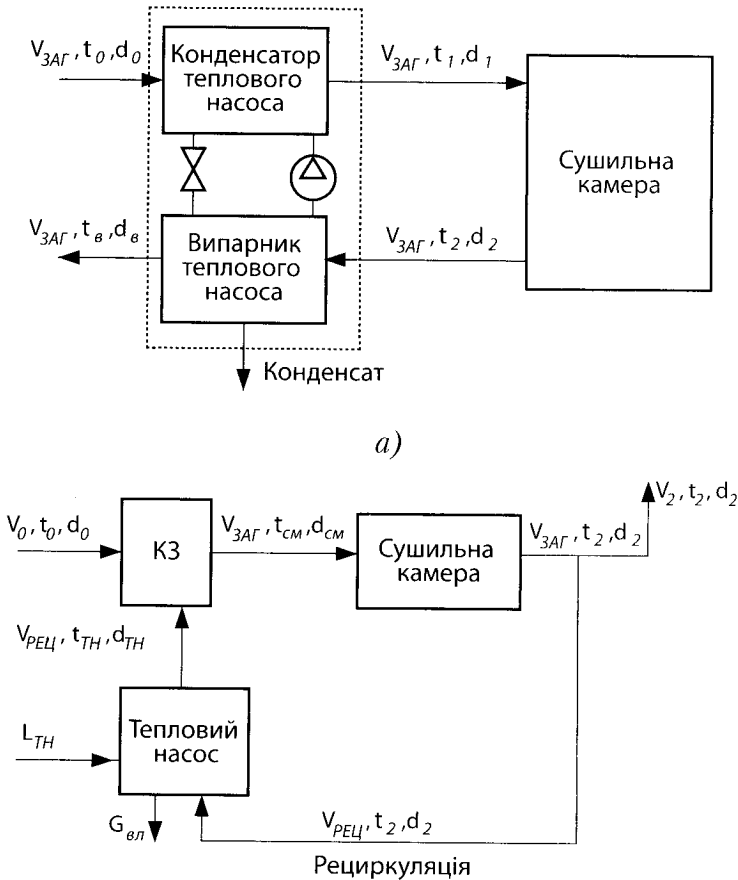


Рис. 4.18. Принципові схеми теплонасосних сушарок зерна: а) схема теплонасосної сушарки з однократним використанням сушильного агенту; б) схема теплонасосної рециркуляційної сушарки; КЗ – камера змішування

Теплонасосний агрегат, включений в схему конвективної сушарки, виконує дві функції:

- осушувача вологого сушильного агенту за рахунок охолодження повітря нижче точки роси у випарнику;
- нагрівача сушильного агенту.

В якості нижнього джерела теплоти виступає потік сушильного агенту, що проходить через випарник ТН.

В роботі [4.69] показано, що використання теплового насоса в якості утилізатора теплоти сушильного агенту призводить до суттєвого підвищення термодинамічної та енергетичної ефективності роботи сушильної системи. На рис. 4.19 наведено залежність термодинамічної ефективності роботи СУ від температури СА для традиційної СУ з однократним використанням сушильного агенту (рис. 4.17, а) та аналогічної теплонасосної системи (рис. 4.18, а). В якості критерію термодинамічної ефективності авторами [4.69] обрано величину коефіцієнта використання зовнішньої енергії на випаровування вологи (КВЕ) η_{cy} , що представляє собою відношення теплового потоку безпосередньо на сушіння до енергії, підведеної у калорифері (для традиційної СУ), або потужності приводу компресора ТН (для теплонасосної СУ).

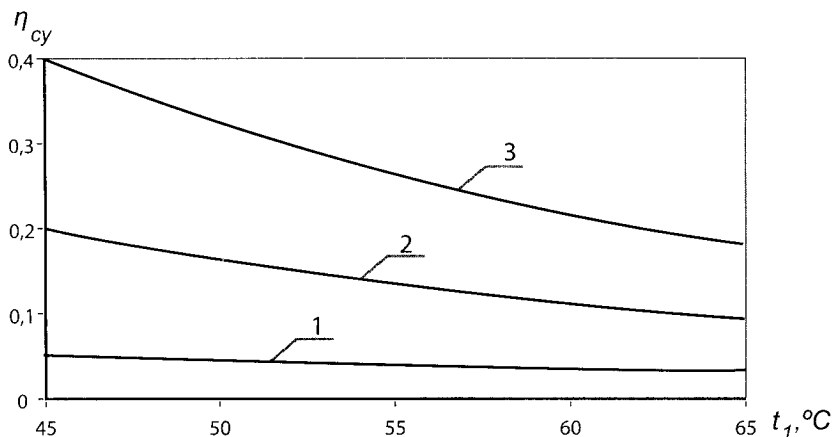


Рис. 4.19. Залежність КВЕ сушарки від рівня підігріву сушильного агенту:
 1 – КВЕ традиційної сушарки; 2 – КВЕ ТНСУ за реальним циклом;
 3 – КВЕ ТНСУ за ідеальним циклом Карно

Як бачимо із ілюстрації, КВЕ теплонасосної сушильної установки даного схемного рішення в середньому у п'ять разів вищий для ідеального циклу і в три рази для реального ТН від КВЕ традиційної сушарки при постійному значенні температури навколишнього повітря. Однак, у даному випадку, тепловий насос виконує лише роль утилізатора теплоти, який може бути замінений

пластинчатим рекуператором, тому доцільність встановлення ТН за такою схемою повинна ґрунтуватись на результатах техніко-економічного аналізу.

Значного підвищення ефективності роботи СУ можна досягти при включенні ТН у лінію рециркуляції сушильного агенту (рис. 4.18, б), оскільки при роботі традиційної СУ виникає необхідність видалення значної кількості відпрацьованого сушильного агенту для виводу із циклу випареної вологи, а це в свою чергу – до необхідності підмішування свіжого припливного повітря і витрат енергії для подальшого його нагрівання до технологічної температури. При роботі ТНСУ відпрацьований СА, що є водночас низькопотенційним джерелом теплоти для ТН, практично не залишає меж циклу СУ, а випарена із матеріалу волога видаляється у випарнику ТН у вигляді конденсату. Таким чином, необхідність у підмішуванні свіжого припливного повітря та витрат енергії на його підігрівання майже зникає. Незначне ж видалення відпрацьованого СА (у межах 3–14 %) обумовлюється потребою виведення енергії від приводу теплового насоса, що є в сушильному циклі, згідно енергобалансу системи, надлишковою [4.68, 4.69].

В роботі [4.69] наведено результати чисельного аналізу ефективності роботи традиційної та теплонасосної установки з рециркуляцією відпрацьованого СА (рис. 4.20 та рис. 4.21). Графіки отримані для конвективного низькотемпературного теоретичного процесу сушіння зерна пшениці у першому періоді сушіння.

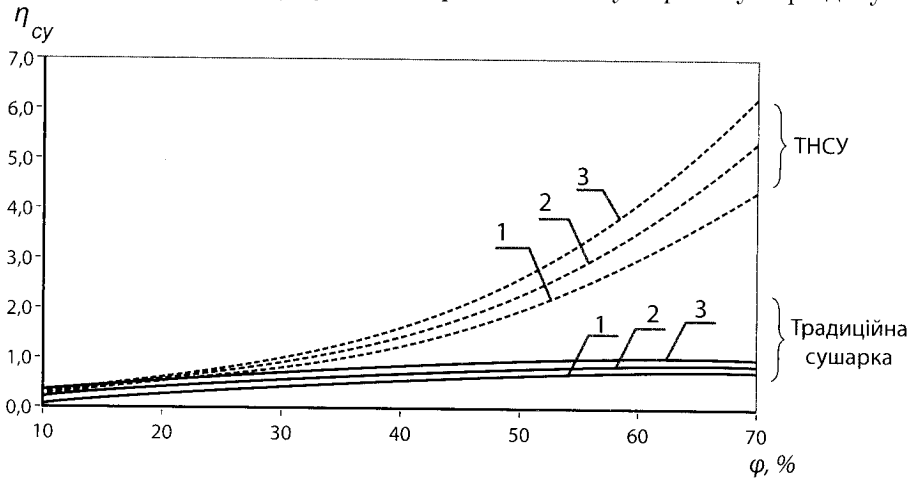


Рис. 4.20. Залежність КВЕ теплонасосної та традиційної сушарки від відносної вологості сушильного агенту φ_{cm} : 1 – при $t_{cm} = 65^\circ C$; 2 – при $t_{cm} = 55^\circ C$; 3 – при $t_{cm} = 45^\circ C$

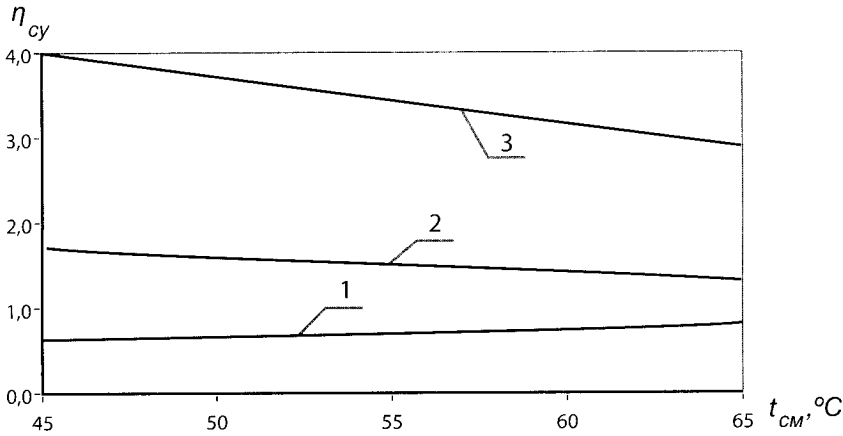


Рис. 4.21. Залежність КВЕ теплонасосної та традиційної рециркуляційних сушарок від температури сушильного агента t_{cm} при $\varphi_{cm} = 40\%$: 1 – для традиційної сушарки; 2 – для реального циклу ТН; 3 – для ідеального циклу ТН

Як видно з рис. 4.20, збільшення регламентованої відносної вологості сушильного агента призводить до суттєвого підвищення ефективності роботи рециркуляційної ТНСУ і в діапазоні зміни $\varphi_{cm} = 30\text{--}70\%$ η_{cy} ТНСУ збільшується у 1,5–5 разів в порівнянні з традиційною СУ. Варто зазначити, що при $\varphi_{cm} < 30\%$ КВЕ ТНСУ не перевищує КВЕ традиційної системи, що пов'язано з низьким вмістом вологи у відпрацьованому СА, яка є джерелом низькопотенційної теплоти для ТН.

Разом з тим, ефективність роботи ТНСУ збільшується при зменшенні технологічної температури СА (рис. 4.21), що пов'язано зі звуженням температурних рамок циклу Карно і, як наслідок, зі збільшенням коефіцієнту трансформації теплоти. Виходячи з цього, використання ТН може бути рекомендовано саме у низькотемпературних процесах сушіння зернових культур [4.69].

Загалом сушильний низькотемпературний процес з використанням теплонасосних технологій, як основного джерела теплоти, може включати в свій цикл допоміжні джерела теплоти, що використовуються в пусковій періоді для розігрівання пустих бункерів в моменти великого навантаження на компресор теплового насоса.

Один із варіантів реалізації такої технології представлено на рис. 4.22.

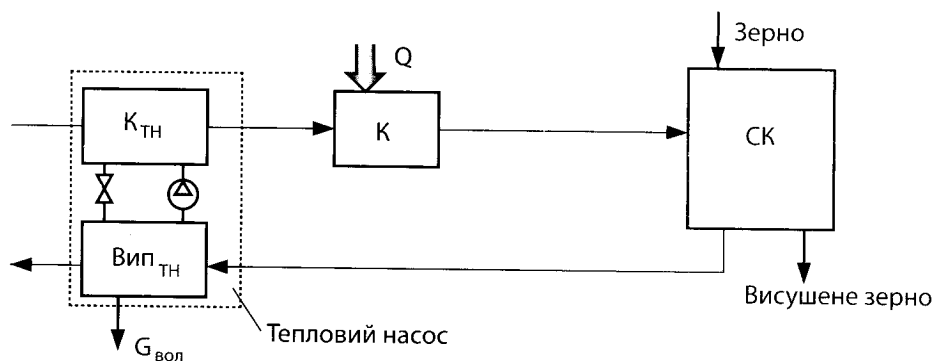


Рис. 4.22. Схема ТНСУ з допоміжним калорифером: $K_{\text{ТН}}$ – конденсатор теплового насоса; $\text{Вип}_{\text{ТН}}$ – випарник теплового насоса; K – допоміжний калорифер; $СК$ – сушильна камера

В даній схемі нагрівальний прилад виконує роль основного джерела теплоти в пусковий період та в моменти, коли потужності теплового насоса є недостатньо для оптимальної роботи сушарки.

На рис. 4.23 представлена схема з рециркуляцією відпрацьованого сушильного агента в камеру змішування після допоміжного нагрівального приладу, що забезпечує зволоження та зниження температури нагрітого сушильного агента до рівня параметрів, визначених технологією. Сушарки з допоміжним джерелом теплоти можуть бути також виконані з рециркуляцією в камеру змішування до теплового насоса, або перед допоміжним нагрівальним приладом.

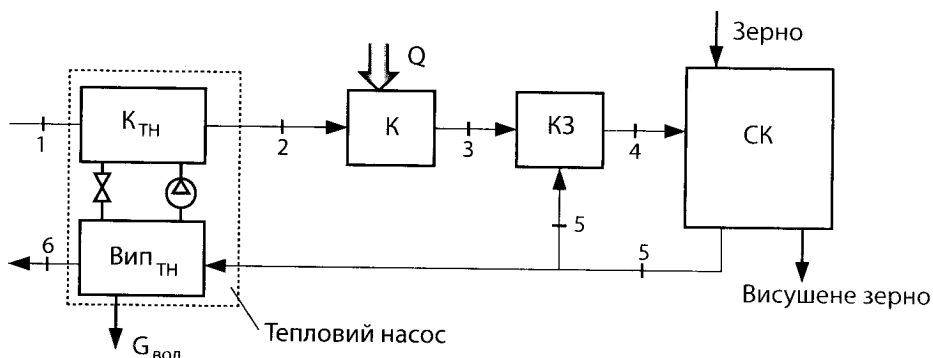


Рис. 4.23. Теплонасосна сушильна установка з утилізаційним модулем на базі теплового насоса, допоміжним калорифером та рециркуляцією СА: $K_{\text{ТН}}$ – конденсатор теплового насоса; $\text{Вип}_{\text{ТН}}$ – випарник теплового насоса; K – допоміжний калорифер; $СК$ – сушильна камера; $КЗ$ – камера змішування

Застосування в сушильних установках допоміжних джерел теплоти окрім теплових насосів, які використовують теплоту відпрацьованого сушильного

агенту та приховану теплоту конденсації випареної вологи, призводить до стабілізації роботи сушарки, підвищення якості управління роботою сушарок, вирівнювання навантаження на тепловий насос і, як наслідок, до економії зовнішньої енергії на видалення вологи з зерна.

На рис. 4.24 зображена схема теплонасосної зерносушарки з «теплою» та «холодною» сушильними камерами, та регенеративним теплообмінником, що встановлений між конденсатором ТН та електронагрівачем [4.70].

За даними авторів, така схема сушильної установки дозволяє суттєво знизити енергетичні витрати за рахунок використання теплоти відпрацьованого сушильного агента. Відпрацьоване повітря спрямовується в регенеративний теплообмінник, де його температура знижується, забезпечуючи зниження теплового навантаження на охолоджувач-випарник у циклі з регенерацією і відповідне зниження енерговитрат. Утилізація теплоти відпрацьованого повітря забезпечує збільшення температури свіжого повітря перед електронагрівачем, знижуючи при цьому енерговитрати на підігрівання до заданої технологією температури сушильного агента перед «теплою» сушильною камерою.

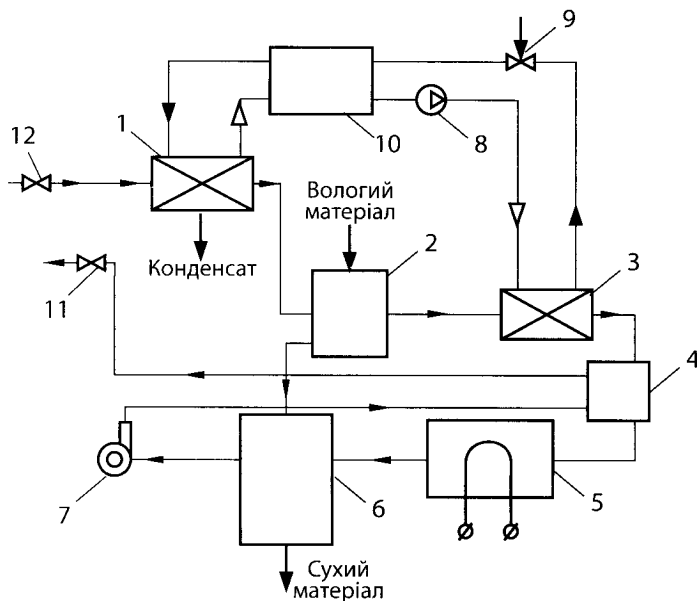


Рис. 4.24. Схема теплонасосної зерносушарки з регенерацією теплоти:

- 1 – випарник ТН; 2 – «холодна» сушильна камера; 3 – конденсатор;
4 – регенеративний теплообмінник; 5 – електронагрівач СА; 6 – «тепла»
сушильна камера; 7 – вентилятор; 8 – компресор ТН; 9 – дросель;
10 – регенеративний теплообмінник; 11, 12 – вентиля випуску та подачі повітря

В сушильні камери 2 і 6 за допомогою конвеєра послідовно подається продукт, що підлягає сушінню. У контур циркуляції сушильного агента через

вентиль 12 подається СА за допомогою вентилятора 7. Сушильний агент надходить в охолоджувач-випарник 1, де осушується і охолоджується, конденсуючи вологу на холодній поверхні охолоджувача-випарника. Далі СА надходить в «холодну» сушильну камеру 2, де сухий холодний СА асимілює частину вологи, що міститься у висушуваному продукті. З «холодної» сушильної камери СА направляється в нагрівач-конденсатор 3, де відбувається його підігрів теплою конденсації гарячих парів хладону, циркулюючого в контурі теплового насоса. Послідовно проходячи регенеративний теплообмінник 4 і нагрівач 5, СА нагрівається до максимально допустимої технологією температури і надходить у «теплу» сушильну камеру 6. Підігрітий сушильний агент поглинає залишки вологи з продукту і надходить у регенеративний теплообмінник 4, підігріваючи сушильний агент після нагрівача-конденсатора 3. Далі СА через вентиль 11 викидається в атмосферу.

Збільшення температури агента перед нагрівачем 5 завдяки теплоті відпрацьованого повітря призводить до зниження енерговитрат, що витрачаються на досягнення заданої технологією температури сушильного агента перед «теплою» сушильною камерою згідно з розрахунками авторів [4.70] на 25–30 %.

Комбінування сушильної установки з охолоджувальними камерами, що забезпечують досушування та підвищення якості зерна, дозволяє утилізувати значну кількість теплоти охолоджуючого повітря. Схема комбінування сушарки з охолоджуючим бункером та блоком утилізації на базі теплонасосної установки представлена на рис. 4.25.

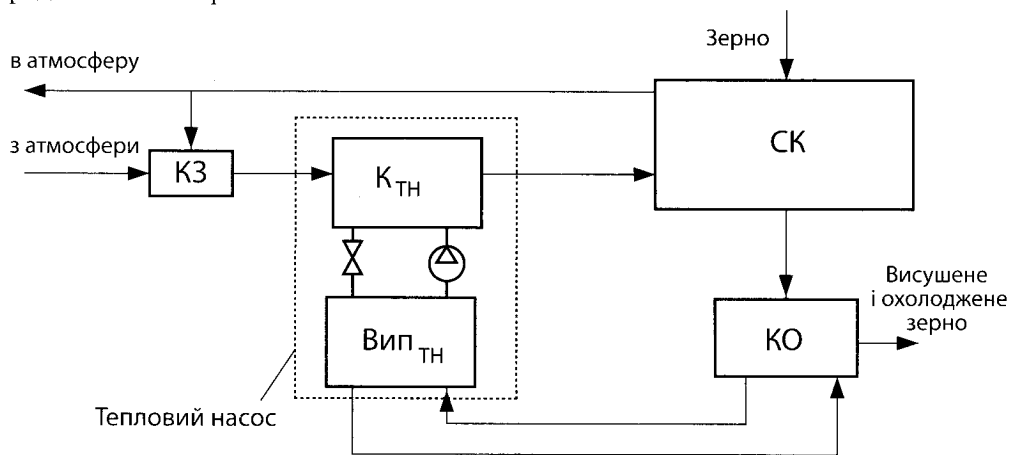


Рис. 4.25. Схема сушильної установки з охолоджувальним модулем зерна на базі теплового насоса: $K_{ТН}$ – конденсатор теплового насоса; $Вип_{ТН}$ – випарник теплового насоса; КО – камера охолодження зерна; СК – сушильна камера; КЗ – камера змішування

Таким чином, підсумовуючи вищевикладений матеріал, можна зробити висновок, що теплонасосна технологія теплозабезпечення давно зробила крок за межі потреб громадських теплоспоживачів і знаходить гідне застосування в теплотехнологічних процесах, особливо в процесах сушіння в різних галузях промисловості.

Однак, одним з найбільш перспективних в даний час напрямків використання теплових насосів, є їх застосування для теплозабезпечення процесів сушіння деревини та лісоматеріалів, про що піде мова нижче.

4.1.4. Теплонасосні установки для низькотемпературного сушіння деревини

Світове виробництво пиломатеріалів в 2000 році досягло більше 421 млн. м³, що склало 13 % від загальної заготовівлі круглої деревини в рік. Близько 61 % пиломатеріалів виготовлено в США, Канаді й країнах Європи (відповідно 28, 17 і 16 %). На Росію, Бразилію і Японію в цілому припадає майже 13 % у практично рівних частках [4.63]. В основному виробництво пиломатеріалів орієнтоване на задоволення потреб трьох класів кінцевих споживачів: меблева індустрія, будівництво й промисловість. Для досягнення високої пропускнуої здатності і швидкого повернення капіталу, виробники останніх двох класів реалізують сушіння при високих температурах, що сприяє висиханню деревини менш ніж за 2–4 доби (від 100–140 % до 10–20 % вологості), що пов'язано з низькими вимогами до кінцевої якості деревини для цілей будівництва і промисловості. Однак, такі технологічні режими сушіння деревини є неприпустимими для виробників меблевої галузі внаслідок виникнення різного роду дефектів матеріалу (тріщин, жолоблення, втрати кольору і т. д.), що неприпустимо при подальшому їх цільовому використанні. Пиломатеріали в цьому випадку піддаються тепловологообробці при більш м'яких температурних режимах і збільшеному часі сушильної кампанії для одержання якісного вихідного матеріалу.

У сушарках із традиційними джерелами теплоти збільшення часу сушіння неминуче приводить до додаткової перевитрати непоновлюваного первинного палива, і, як наслідок, до підвищення собівартості продукції. Наявність забруднюючих атмосферу викидів продуктів згоряння традиційних теплогенераторів сушильних установок і стурбованість екологічними аспектами життєдіяльності людства, що особливо гостро формулюються останнім часом, змушують звертати погляд на альтернативні методи теплозабезпечення технологічних процесів, у нашому випадку – процесів конвективного сушіння деревини, в яких застосування енергозберігаючих теплонасосних технологій вже давно знайшло своє місце.

Одним з перших застосувань (комерційного масштабу) теплового насоса для сушильних цілей у промисловості з тонким регулюванням температури й вологості є сушіння деревини. Піонером у цій області була фірма WESTAIR, що випускала устаткування більше 10-ти років. Близько тисячі її установок працюють в усьому світі [4.4]. Принципова схема роботи такої теплонасосної сушарки деревини показана на рис. 4.26.

Осушене у випарнику повітря після нагрівання в конденсаторі знову підводять до штабеля дощок. Перед пуском компресора температура в камері збільшується до 20–25 °С за допомогою електронагрівача [4.71].

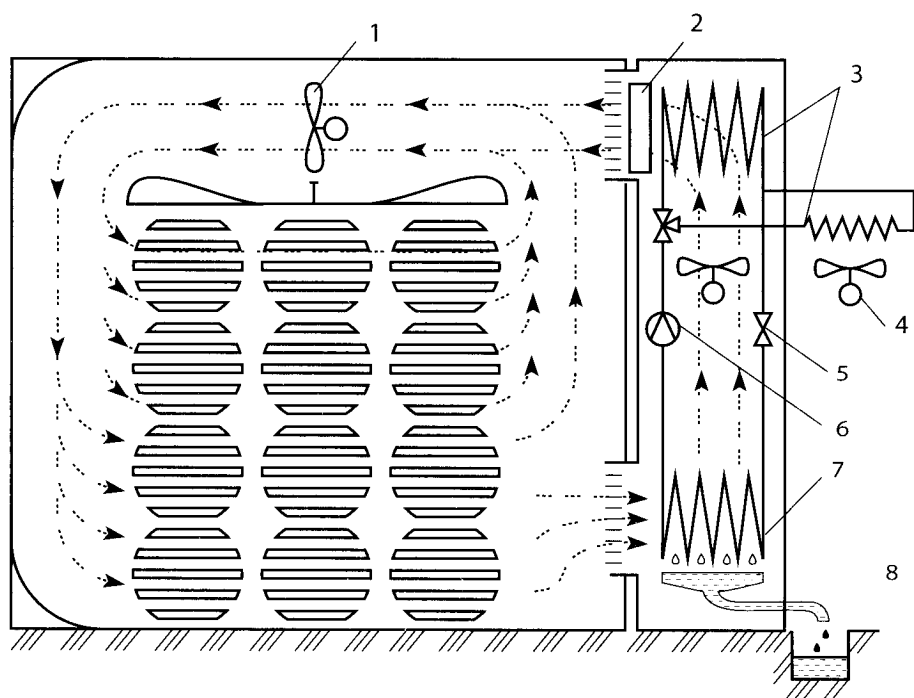


Рис. 4.26. Схема сушарки для лісоматеріалу з тепловим насосом:

- 1 – вентилятор для циркуляції повітря; 2 – напрямки потоку теплової енергії;
- 3 – конденсатор; 4 – охолоджуючий вентилятор; 5 – дросельний клапан;
- 6 – компресор; 7 – випарник; 8 – конденсатозбірник

Для одержання більш високого коефіцієнта трансформації теплоти теплового насоса була зменшена температура нагрівання повітря з 60 °С у вихідному варіанті до 45 °С. Хоча це збільшило час сушіння з 3 тижнів до 6, економія енергії склала більше 20 %. На рис. 4.27 наведена діаграма потоків енергії, що наочно показує зменшення енергоспоживання при застосуванні теплового насоса в цьому випадку [4.4].

При розрахунках потужності приводу компресора необхідно враховувати теплоту, винесену вентилятором, тому що в процесі висушування вона може приводити до надлишку енергії в камері. У цьому випадку передбачається відведення зайвої теплоти через виносний конденсатор. При наявності двох камер надлишкова теплота першої камери може використовуватися для нагрівання іншої.

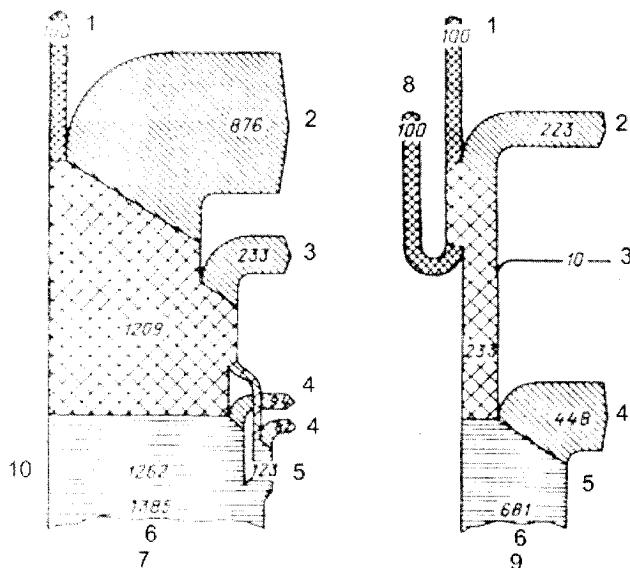


Рис. 4.27. Діаграми потоків енергії при традиційному методі сушіння та з використанням теплового насоса: 1 – корисна енергія; 2 – втрати в сушильній камері; 3 – втрати при виробленні теплоти; 4 – втрати при підготовленні та розподіленні палива; 5 – вироблення електроенергії; 6 – первинна енергія; 7 – підігрівання свіжого повітря паром, тривалість сушіння три тижні, температура повітря на вході в сушарку 60 °С; 8 – теплота, отримана за рахунок конденсації вологи з повітря, що відходить; 9 – сушарка, обладнана тепловим насосом, тривалість сушіння шість тижнів, температура повітря на вході в сушарку 45 °С; 10 – мазут

В Англії для сушіння лісоматеріалів експлуатується високотемпературна сушильна установка з тепловим насосом [4.72]. Дані щодо зниження енергоспоживання за рахунок застосування високотемпературного теплового насоса при сушінні лісоматеріалів (сушіння дощок товщиною 32 мм до 12 % вологості) наведені в табл. 4.4.

Таблиця 4.4. Енергоспоживання при сушінні лісоматеріалу

Сушарка зі спалюванням нафти	
Завантаження, м ³	21
Питоме споживання теплоти, кДж/кг	101 000
Споживання електроенергії, кВт·год/м ³	29,3

Сушарка зі спалюванням нафти	
Кількість вологи, що видаляється, кг/м ³	91,1
Питоме енергоспоживання, кДж/кг	12,3
Питоме енергоспоживання з урахуванням ККД вироблення електроенергії, кДж/кг	15,8
Сушарка з високотемпературним тепловим насосом	
Завантаження, м ³	11,5
Споживання електроенергії, кВт · год/м ³	88
Кількість вологи, що видаляється, кг/м ³	91,1
Питоме енергоспоживання, кДж/кг	3,5
Питоме енергоспоживання з урахуванням ККД вироблення електроенергії, кДж/кг	12,9
Порівняння	
Зменшення енергоспоживання, %	71
Зменшення енергоспоживання з урахуванням ККД вироблення електроенергії, %	18

Питаннями теплозабезпечення сушіння пиломатеріалів за допомогою теплонасосних технологій займається велика кількість вчених із країн, у яких розвиток деревообробної промисловості перебуває на високому рівні. Так, у роботах [4.73–4.84] представлені деякі дані по використанню теплонасосних сушарок для сушіння сосни. У роботі [4.74] енергоспоживання ТНСУ порівнюється із двома типами традиційних установок аналогічної пропускну здатності. Аналіз показав, що для теплонасосної технології питомий коефіцієнт випаровування вологи склав 3,6 кг/(кВт · год) з відповідним споживанням енергії 0,6 ГДж/м³ сосни, що висушується від початкової вологості 140 % до 12 %. Для еквівалентної традиційної установки цей показник склав від 2,5 до 2,7 ГДж/м³. У табл. 4.5 наведена оцінка енергоспоживання для трьох типів теплогенераторів. Загальна економія первинної енергії в цьому випадку становить 1,3 ГДж/м³ у порівнянні із СУ з газовим теплогенератором і 1,5 ГДж/м³ відносно СУ на твердому паливі. Аналогічна економія можлива також при сушінні листяних порід деревини.

Таблиця 4.5. Енергоспоживання при сушінні сосни

Тип сушарки	Традиційна сушарка на твердому паливі (ГДж/м ³)	Традиційна газова сушарка (ГДж/м ³)	Теплонасосна сушарка (ГДж/м ³)
Енергія			
Витрата палива	2,4	2,2	–
Витрата електроенергії	0,3	0,3	0,6
Загальна витрата енергії	2,7	2,5	0,6

Загальна витрата
первинної енергії

3,3

3,1

1,8

Значних успіхів у питаннях теплозабезпечення за допомогою теплових насосів конвективних сушильних камер для сушіння деревини досягли західноєвропейські деревообробні підприємства. Перші дослідження в цьому напрямку провела іспанська фірма ЕВАС, теплонасосні сушарки якої працюють на більшості деревообробних підприємств Іспанії [4.85].

Один з варіантів схемної реалізації теплонасосної сушарки представлений на рис. 4.28. У цій схемі не передбачена утилізація надлишкової теплоти, що надходить від теплового обладнання, що у свою чергу знижує вартість самого теплового насоса [4.86]. Надлишкова теплота із частиною вологи скидається через скидні клапани, а свіже приточне повітря надходить у камеру через повітрязабірні клапани.

До недоліків експлуатації такої установки можна віднести те, що в зимовий період роботи (при від'ємній температурі навколишнього повітря) температурний режим роботи камери може носити нестаціонарний характер, оскільки частина теплоти буде витрачатися на нагрівання приточного повітря до технологічної температури.

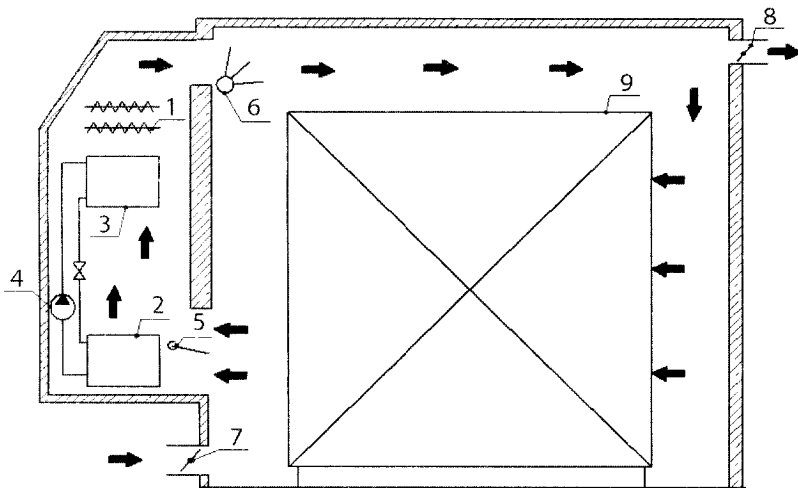


Рис. 4.28. Теплонасосна сушарка фірми ЕВАС з випуском та забором свіжого повітря по стороні сушильного тракту: 1 – електронагрівач; 2 – випарник ТН; 3 – конденсатор ТН; 4 – компресор ТН; 5 – регулююча засувка; 6 – зволожувач; 7 – канал для свіжого повітря; 8 – канал для відпрацьованого повітря; 9 – штабель деревини

Ще одним із брендів, які почали з'являтися в останні роки, є теплонасосні сушильні камери італійської фірми Global Edge [4.87], що представила лінію

теплових насосів моноблочного виконання (МАС) у вигляді шаф (рис. 4.29). Завдяки такому виконанню теплонасосного агрегату деревообробні підприємства мають можливість переобладнати традиційні камери конвективного типу в теплонасосні сушильні установки без значних капіталовкладень.

Варто відзначити, що теплонасосні блоки серії МАС додатково використовують надходження теплоти від компресорного агрегату, який встановлюється в окремій камері із засувкою. При більших потужностях блоку частка теплоти, внесеної від компресора, може бути істотною.

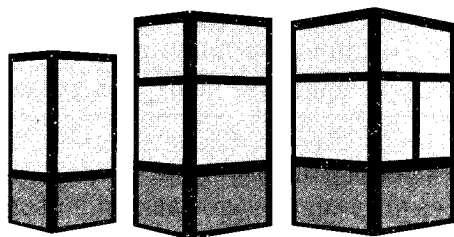


Рис. 4.29. Моноблочні теплонасосні установки серії МАС

Модельний ряд теплонасосних блоків серії МАС італійської фірми *Global Edge* представлений у табл. 4.6.

Таблиця 4.6. Модельний ряд установок серії МАС Global Edge

Модель	МАС 6/6G	МАС 10/6G	МАС 15/6G	МАС 25/6G	МАС 35/6G	МАС 50/6G	МАС 70/6G	МАС 100/6G	МАС 140/6G	МАС 200/6G
Ємність камери, м ³	3–6	8–10	12–15	20–25	30–35	50–55	70	100	130	180
Компресор, кВт	1,8	2,6	3,6	6,4	9,1	12,3	15,6	22,4	29,8	37,6
Головний вентилятор, кВт	0,75	1,1	1,5	2,2	3,0	4,0	5,5	7,5	7,5	11,0
Додаткові вентилятори, кВт	1,1	1,5	2,2	2,2	3,0	4,4	4,4	6,0	8,0	16,0
Середнє споживання, кВт·год	3,2	4,1	6,0	8,4	12,0	15,7	20,9	28,7	38,8	50,3
Встановлена потужність, кВт	6,4	8,2	12,1	16,8	24,1	31,5	41,7	57,3	77,7	100,6

Модель	MAC 6/6G	MAC 10/6G	MAC 15/6G	MAC 25/6G	MAC 35/6G	MAC 50/6G	MAC 70/6G	MAC 100/6G	MAC 140/6G	MAC 200/6G
Об'ємна витрата вентилятора, тис. м ³ /год	7	10	13	15	22	30	35	50	65	110

Як видно з табл. 4.6, теплонасосні агрегати MAC забезпечують широкий діапазон сушарок по величині завантаження камери деревиною. Однак, вони не знайшли широкого застосування на вітчизняних деревообробних підприємствах в основному через свою високу вартість.

Альтернативним ціновим варіантом західним сушаркам останнім часом може стати продукція, що випускається на підприємствах Російської Федерації. Одним з таких підприємств є ВАТ «Іжевський теплоагрегатний завод», що також представляє на ринку теплонасосні агрегати блокового виконання для цільового використання в процесах сушіння деревини [4.88]. На даний момент продукція заводу представлена п'ятьма установками АКС (агрегати конденсаційного сушіння), які можуть встановлюватися на камери завантаженням від 5 до 60 м³ деревини.

Асортимент продукції ВАТ «Іжевський теплоагрегатний завод» з технічними характеристиками блоків представлений в табл. 4.7.

Таблиця 4.7. Технічні дані теплонасосних блоків АКС

Назва	АКС-5	АКС-15	АКС-30	АКС-40	АКС-50
Напруга живлення, В, Гц	380 50	380 50	380 50	380 50	380 50
Вентилятор, кВт	0,55	0,37	2 · 0,55	2 · 0,55	2 · 0,55
Компресор, кВт	2,2	3	6	9	12
Вологовидалення при $t=40$ °С, дм ³ /добу	до 160	до 250	до 650	до 950	до 1200
Хладоагент	хладон R 22	хладон R 22	хладон R 22	хладон R 22	хладон R 22
Маса агрегата, кг	100	120	200	240	400
Габаритні розміри, мм	1280 · 600 · 700	1280 · 580 · 750	1300 · 1200 · 500	1300 · 1200 · 500	1450 · 1300 · 650
Об'єм сушильної камери, м ³	5–8	10–15	20–30	35–40	50–60

В табл. 4.8 и 4.9 наведені витрати енергії для блоків АКС мінімального і максимального завантаження відповідно (дані наведені для роботи в зимовий період).

Аналіз наведених даних дає можливість стверджувати, що чим більше завантаження пило матеріалом сушильної камери, тим менші питомі енерговитрати в циклі сушіння. Конденсаційні агрегати ВАТ «Іжевський теплоагрегатний завод» відмінно зарекомендували себе в роботі на російських деревообробних підприємствах. До суттєвих переваг даних установок можна також віднести відносно невисоку вартість теплонасосних блоків у порівнянні з зарубіжними аналогами при конкурентноспроможній енергоефективності.

За останні роки розробленням теплонасосних сушарок інтенсивно почали займатися також і українські дослідницькі інститути і підприємства деревообробки.

В НВП «Інсолар» разом з ПМаш НАН України створена серія теплових насосів для технологічних процесів сушіння деревини [4.89]. Теплонасосні сушарки були сконструйовані в блоковому і агрегатному виконанні з одно- і двоконтурною рециркуляцією сушильного агента. Вони були успішно застосовані для процесів сушіння деревини, кераміки, гіпсових форм, овочів і фруктів, лікарських трав і продуктів харчування. За відомостями розробників, реалізація високоефективного сушіння сухим повітрям можлива незалежно від погодних і сезонних умов при повному виключенні впливу канцерогенів на продукти.

Таблиця 4.8. Енергетична характеристика блоку АКС-5 (завантаження 5–8 м³)

Назва	Номінальна потужність, (кВт)	Час роботи, (год/добу)	Енергія, що витрачена за цикл сушіння, кВт·год
Попередній розігрів (ТЕНи)	6	24	144
Тепловий насос	2,75	264/11	726
Аксіальні вентилятори	4 · 0,55	288/12	633,3
РАЗОМ			1 503,6

Витрати енергії на 1 м³ деревини становлять: $1503,6/8 = 188$ кВт·год.

Таблиця 4.9. Енергетична характеристика блоку АКС-50 (завантаження 50–60 м³)

Назва	Номінальна потужність, (кВт)	Час роботи, (год/добу)	Енергія, що витрачена за цикл сушіння, кВт·год
Попередній розігрів (ТЕНи)	21	24	504
Тепловий насос	13,1	264/11	3458,4
Аксіальні вентилятори	12x1,1	288/12	3801,6
РАЗОМ			7764

Витрати енергії на 1 м³ деревини становлять: $7764/60 = 129,4$ кВт·год.

Спільне використання теплоти та холоду, виробленого в ТНСУ, дозволяє також охолоджувати висушений матеріал, що дуже важливо при сушінні продуктів, лікарських трав, зерна та іншої сировини сільськогосподарського виробництва.

Бурхливий розвиток інформаційних технологій дозволяє дослідникам методами математичного моделювання створювати й аналізувати нові схеми роботи теплонасосних сушарок залежно від різних граничних умов. Це дозволяє також заощаджувати тимчасові та капітальні ресурси на побудову дослідних зразків. Так, у роботах [4.90–4.93] є дані про те, що шляхом систематичної оптимізації режимів роботи й компонентів теплонасосного устаткування можливе досягнення питомого коефіцієнта випаровування вологи на рівні 5 кг/(кВт·год), що обумовлює подальше зниження енергоспоживання первинного палива на 30 %.

Подальше підвищення показників ефективності і зменшення питомих енерговитрат, за даними робіт [4.94–4.97], може бути отримане за рахунок застосування більш ефективних і надійних компресорів і холодильних агентів. У роботі [4.95] є дані про те, що при використанні хладагента R134a, після проведення оптимізації отримане значення питомого коефіцієнта випаровування вологи близько 8 кг/(кВт·год), однак, як відзначають автори, є перспективи і для подальшого росту.

Особливу увагу приділяють питанням екологічної безпеки роботи теплонасосних сушарок. У роботі [4.98] зроблена оцінка впливу викидів парникових газів для конкретної теплонасосної сушарки пиломатеріалів у порівнянні із традиційними методами теплопостачання (рис. 4.30). Виходячи з даних, наведених на рис. 4.35, можемо зробити висновок, що скорочення викиду парникових газів при використанні теплонасосної технології сушіння деревини в порівнянні із твердопаливними установками становить близько 150 кг CO₂/м³ камери СУ в рік. Що стосується установок з використанням природного газу як первинного палива, то цей показник коливається в діапазоні від 10 до 50 кг CO₂ на 1 м³

камери СУ в рік. У поєднанні з енергетичними показниками роботи традиційних і теплонасосних сушарок, цей аспект виводить останніх на перший план.

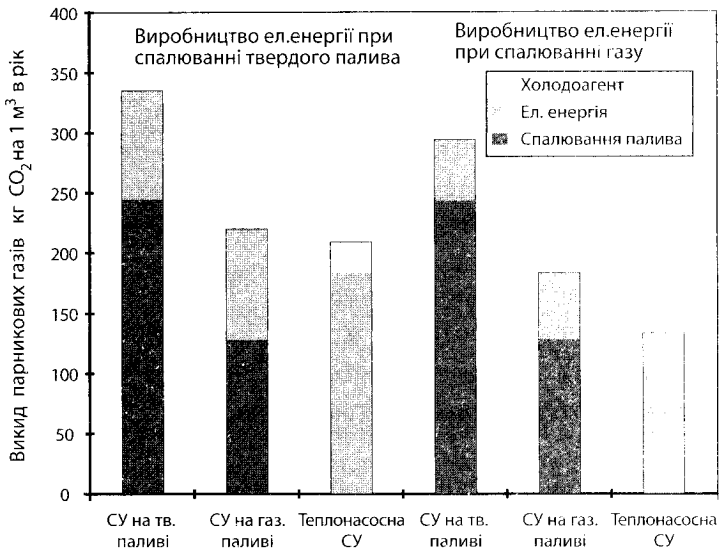


Рис. 4.30. Викиди парникових газів для різних типів СУ

За даними роботи [4.99], світове виробництво теплонасосних сушарок деревини протягом декількох останніх років, склало близько 800–1000 одиниць у рік і має тенденцію до зростання. Це може свідчити про підвищення рівня знання теплонасосних технологій сушіння деревини.

4.2. ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ТРАНСФОРМАТОРІВ ТА ОПАЛЕННЯ ПРИМІЩЕНЬ ЕЛЕКТРОМЕРЕЖ

Для опалення приміщень трансформаторних підстанцій та інших споруд, що розташовані поряд, в Україні використовуються теплові насоси. В свою чергу, зменшується температура трансформаторного масла і, відповідно, обмоток трансформатора, що зменшує їх електричний опір і втрати електроенергії.

4.2.1. Включення первинного контуру теплового насоса послідовно з маслоохолоджувачем системи охолодження автотрансформатора або трансформатора

Даний спосіб передбачає включення теплообмінника «масло-рідина» послідовно з маслоохолоджувачем системи охолодження автотрансформатора або

трансформатора врізанням в трубопровід маслоохолоджувача. Передача теплоти від масла до теплоносія відбувається в теплообміннику «масло-рідина». Циркуляція масла в утвореному контурі здійснюється існуючим маслонасосом маслоохолоджувача, але це відноситься лише до систем охолодження з примусовою циркуляцією масла (на автотрансформаторах). В той же час при встановленні на трансформаторі з природною циркуляцією масла буде необхідно встановлювати циркуляційний маслонасос.

Перевагами даного способу є висока ефективність відбирання теплоти від нагрітого масла до теплоносія ТН в теплообміннику. При цьому охолодження трансформатора покращиться за рахунок введення додаткового контуру охолодження.

Недоліками даного способу є технічне ускладнення системи охолодження. Внаслідок зміни параметрів охолодження виникне потреба корегування режимів роботи маслоохолоджувачів. Робота системи охолодження має враховувати як наявність відбирання теплоти системою теплового насоса, так і відсутність цього відбирання. Крім того, виникає залежність від роботи маслоохолоджувача системи охолодження автотрансформатора чи трансформатора. З'являється ризик потрапляння рідини в масло у випадку пошкодження в теплообміннику «масло-рідина». На трансформаторі з природною циркуляцією масла необхідно встановлювати циркуляційний маслонасос. Даний спосіб обумовлює виведення автотрансформатора чи трансформатора з експлуатації на час монтажу системи теплового насоса. Втручання в конструкцію автотрансформатора чи трансформатора потребує узгодження із заводом-виробником.

4.2.2. Розміщення контуру хладагента теплового насоса безпосередньо в баці автотрансформатора чи трансформатора

Даний спосіб передбачає розміщення контуру хладагента теплового насоса у вигляді змійовика (системи трубопроводів) безпосередньо в баці автотрансформатора чи трансформатора. В даному випадку функцію теплообмінника «масло-рідина» виконує бак автотрансформатора чи трансформатора. Даний спосіб вимагає глибокого аналізу можливості реалізації при існуючих конструктивних параметрах силового устаткування підстанцій. Очевидно, що введення додаткових елементів (трубопроводів) спричинить порушення розрахункових параметрів обладнання, та має бути розглянуте заводом-виробником. Перевагами даного способу є висока ефективність відбирання теплоти від нагрітого масла до теплоносія; незалежність від роботи маслоохолоджувачів системи охолодження автотрансформатора чи трансформатора; при цьому охолодження трансформатора покращиться за рахунок введення додаткового контуру охолодження.

Недоліками даного способу є: технічне ускладнення конструкції автотрансформатора чи трансформатора, при існуючих параметрах обладнання реалізація даного способу може виявитися неможливою; порушення розрахункових параметрів трансформаторів, виникнення ризику електричного пробоя між обмотками трансформатора та трубопроводами контуру теплоносія; виникнення ризику потрапляння рідини в масло у випадку пошкоджень в трубопроводах контуру теплоносія; виведення автотрансформатора чи трансформатора з експлуатації на час монтажу контуру теплоносія системи теплового насоса. Втручання в конструкцію автотрансформатора чи трансформатора потребує узгодження із заводом-виробником.

4.2.3. Відбирання теплоти від нагрітого масла з використанням системи масляно-випарного охолодження

При даному способі масло охолоджується за рахунок прихованої теплоти при випаровуванні рідкого хладагенту. Рідкий хладагент вводиться в бак, де при контакті з гарячим маслом випаровується та відводить теплоту від масла. Утворені в процесі випаровування пари хладагенту відокремлюються від масла в сепараторі, по паровідвідному трубопроводу відводяться в конденсатор, де конденсуються і по трубопроводу подачі рідкого хладагенту знову надходять в бак, процес повторюється. Перевагами даного способу є висока ефективність відбору теплоти від нагрітого масла до теплоносія (хладагенту); незалежність від роботи маслоохолоджувачів системи охолодження автотрансформатора чи трансформатора; вцілому охолодження трансформатора покращиться за рахунок введення додаткового контуру охолодження.

До недоліків можна віднести відсутність інформації про хімічний вплив хладагенту на масло, ізоляцію обмоток та інші частини силового обладнання, які знаходяться в контакті з хладагентом; також відсутні дані про роботу газового захисту трансформаторів у випадку застосування даного способу. Втручання в конструкцію автотрансформатора чи трансформатора потребує узгодження із заводом-виробником.

4.2.4. Відбирання теплоти від нагрітого повітря

Відбирання теплоти від горизонтально направленою потоку нагрітого повітря з автотрансформатора

Даний спосіб на відміну від попередніх не потребує врізання в корпус автотрансформатора або в його систему охолодження. Джерелом теплоти є нагріте повітря, яке виходить з маслоохолоджувачів і нагріває теплоносії в теплообміннику «рідина-повітря». Цей варіант передбачає використання відносно

вужконаправленого горизонтального потоку повітря від маслоохолоджувачів. Нагріте повітря після маслоохолоджувача холостого ходу по гнучкому повітропроводу подається до теплообмінника «повітря-рідина». Охолоджений теплоносієм після теплового насоса подається до теплообмінника, де відбирає теплоту від нагрітого повітря. Циркуляція теплоносія забезпечується циркуляційним насосом. Далі нагрітий теплоносієм потрапляє до випарника, де віддає свою теплоту холодильному агенту, і знову повертається до повітря-рідинного теплообмінника. Перевагами даного способу є: відсутність потреби зміни конструкції автотрансформатора; в порівнянні з попередніми способами час монтажу системи менший, відповідно, час вимкнення автотрансформатора з експлуатації також менший; загальні витрати на реалізацію менші порівняно із попередніми способами з врізанням в корпус або систему охолодження автотрансформатора.

Недоліками є залежність від роботи маслоохолоджувачів системи охолодження автотрансформатора; створення відносних незручностей при ремонті та обслуговуванні автотрансформатора через близькість розміщеного теплообмінника та брезентового повітропроводу.

Відбирання теплоти з повітря, що виходить вгору з трансформатора

Даний спосіб відрізняється від попереднього тим, що відбирання теплоти з нагрітого повітря передбачається від маслоохолоджувачів трансформаторів, в яких потік охолоджуючого повітря направлений знизу вгору, при цьому конструкція маслоохолоджувача та розсіяність потоку повітря не дозволяють використання теплообмінника «рідина-повітря» з ефективністю попереднього способу. В цьому випадку передбачається накрити верхню частину маслоохолоджувача ковпаком з отвором, над яким розміщується теплообмінник «рідина-повітря».

4.2.5. Відбирання теплоти за допомогою контактних теплообмінників типу «лист-труба», розташованих на корпусі бака автотрансформатора

Теплообмінник являє собою алюмінієву пластину товщиною 23 мм та шириною 185 мм з каналами для теплоносія діаметром 18 мм. Довжина пластини може сягати до 6,8 м. Для покращення теплопередачі та запобігання утворенню повітряного шару, простір між теплообмінником та баком автотрансформатора заповнюється термопастою. Пластини теплообмінника можуть встановлюватися паралельно.

Конструкція теплообмінника та принцип кріплення зображені на рис. 4.31.

Кріплення теплообмінника до бака автотрансформатора може здійснюватися за допомогою шпильок, приварених до бака автотрансформатора, або притискатися гвинтами, розташованими в ребрах жорсткості. Для запобігання тепловтрат в навколишнє середовище із зовнішньої поверхні теплообмінник покривається термоізоляцією. Теплообмінники накладаються кожний окремо між ребрами жорсткості бака автотрансформатора та з'єднуються гідравлічно між собою.

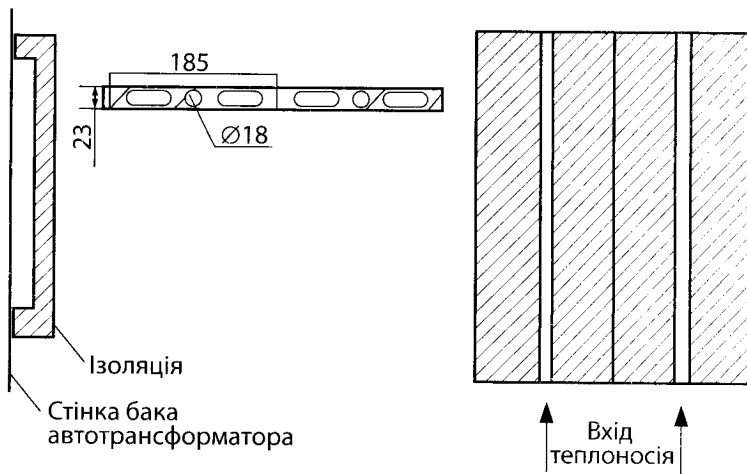


Рис. 4.31. Конструкція теплообмінника

Охолоджений теплоносій після випарника теплового насоса потрапляє до контактного теплообмінника «лист-труба», де відбирає теплоту від масла автотрансформатора через стінку бака. Циркуляція теплоносія забезпечується циркуляційним насосом. Далі нагрітий теплоносій потрапляє до випарника теплового насоса, де віддає свою теплоту холодильному агенту, і знову повертається до контактного теплообмінника.

4.3. ТЕПЛОВІ НАСОСИ В СИСТЕМАХ ВИПАРОВУВАННЯ ТА ДИСТИЛЯЦІЇ РІДИНИ

Випаровування найбільше використовується при виробництві цукру, концентрації молока, виробництві спирту, опріснення води тощо. Випаровування рідини вимагає значних витрат теплоти в кількості достатній для фазового переходу рідини в пару. Наприклад, теплота пароутворення води при атмосферному тиску складає біля 2 250 кДж/кг. Використання термокомпресора (механічного чи пароежекторного) дозволяє повернути теплоту отриманої пари пляхом

підвищення її тиску з підвищенням температури і використання для подальшого випаровування. Часто цей процес називається рекомпресією, тому що робочим тілом при цьому є вода чи інша речовина, що випаровується. Випарник обігривається паром, температура якої повинна перевищувати температуру випаровування не більше ніж 6–7 °С, щоб забезпечити економічність. Таким чином, теплообмін при випаровуванні і конденсації повинен бути інтенсивним для підтримання низьких перепадів температур.

Альтернативою термокомпресії є використання багатоступеневих випарних апаратів, у яких пара з одного корпусу чи ступеня передається в інший, де підтримується тиск нижчий, ніж в першому корпусі. Автори роботи [4.1] відзначають, що використання термокомпресора в п'ятиступеневій установці для випаровування молока дає біля 40 % економії первинного палива з врахуванням втрат при виробництві електроенергії.

Механічна рекомпресія пари використовується переважно для випаровування рідин з невеликою в'язкістю, що є характерним при малій концентрації сухих речовин. Значна концентрація може привести до зниження інтенсивності теплообміну і перешкод у використанні компресора (ступінь стиснення в одній ступені компресора не перевищує 1,8). Відоме використання в США механічного компресора для опріснення води в апаратах з обертовою теплообмінною поверхнею, де має місце особливо інтенсивний теплообмін в процесах конденсації та випаровування (коефіцієнти тепловіддачі доходять до 20–30 кВт/(м²·К).

В дистиляційних колонах переважно обробляються неводяні розчини. Тепловий насос може зменшити витрату енергії на підігрівання продукта. В окремих випадках можливе використання продуктів, що отримуються в дистиляційній колоні, в якості робочого тіла ТН.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Типи теплонасосних сушарок за схемною реалізацією сушильного процесу.
2. Назвіть умови ефективного застосування теплового насоса в сушильних установках.
3. Класифікація теплонасосних сушарок.
4. Критерії ефективності застосування теплових насосів в сушильних установках.
5. Основні напрямки застосування теплових насосів в сушильній техніці у ХХ-му сторіччі.
6. Назвіть допоміжні джерела теплової енергії при роботі теплонасосних сушарок.
7. Назвіть передумови використання теплових насосів в процесах сушіння зернових культур.
8. Назвіть функції теплового насоса в установках сушіння зерна різних схемних рішень.
9. Від чого залежить ефективність роботи теплонасосних сушарок зернових та яка ефективність їх використання у порівнянні з традиційними системами?
10. При яких режимах сушіння деревини є доцільним використання теплового насоса?
11. Основні типи схемних рішень та конструкцій теплонасосних сушарок деревини.
12. Опишіть досвід застосування теплонасосних сушарок деревини за кордоном та на території СНД.
13. Назвіть шляхи розвитку та підвищення ефективності застосування теплових насосів в установках сушіння пиломатеріалів.
14. Назвіть основні способи використання теплових насосів для охолодження трансформаторів та опалення приміщень.

ЛІТЕРАТУРА

- 4.1. Hodgett D. L. Efficient drying using heat pumps. *Chemical Engineer.* – 1976. – P. 510 – 512.
- 4.2. International simposium on the Industrial Application of Heat Pump. March. – 1982.
- 4.3. Sylla R., Abas S., Tai K. The potential for heat pump in drying and dehumidification system. // *Intern. Journ. Energy research.* – 1982. – Vol. 6. – № 4.
- 4.4. Рей Д. «Экономия энергии в промышленности: Справочное пособие для инженерно-технических работников / Пер. с англ. – М. : Энергоиздат, 1983. – 208 с.
- 4.5. Лыков М. В. Сушка в химической промышленности. – М. : Химия, 1970. – 432 с.
- 4.6. Возможности использования тепловых насосов в процессе сушки / Е. В. Романова А. Ю. Орлов. – Кафедра «Химическая инженерия», ГОУ ВПО «ТГТУ». – 2008.
- 4.7. Янтовский Е. И., Левин Л. А. Промышленные тепловые насосы. – М. : Энергоиздат, 1989. – 128 с.
- 4.8. Rubinstein H. Drying with heat pumps // *Energy Technol.* – 1983. – №2.
- 4.9. Kudra T. Heat-Pump Drying: Advanced Drying Technologies / T. Kudra A. S. Mujumdar. – 2nd ed. – New York, 2008.
- 4.10. MacArthur J. W. // *International Journal of Refrigeration*, 1984. – 7(2). – P. 123.
- 4.11. Song X. Low temperature fluidized bed drying with temperature program. Ph.D. Thesis. – The Norwegian Institute of Technology, Division of Refrigeration Engineering. – Trondheim, Norway (in Norwegian), 1990.
- 4.12. Strommen I., Kramer K. New applications of heat pumps in drying process. *Drying Technol.* – 12(4). – 1994. – P. 889–901.
- 4.13. Prasertsan S. and Saen-saby P. Heat pump drying of agricultural materials. *Drying Technol.* – 16 (1 and 2). – 1998. – P. 235–250.
- 4.14. Geeraert B. Air drying by heat pumps with special reference to timber drying. – Heat Pump and Their Contribution to Energy Conservation. NATO Advanced Study Institute, Series E: Applied Sciences. 15, Noordhoff, Leiden, 1975. – P. 219–246.
- 4.15. Lopez-Cacicedo C. L. Application possibilities for heat pumps in the higher temperature range. *Elektrowarme im Technischen Aufbau*, Edition A, 38, 1980. – P. 281–284.
- 4.16. Guyon J. Example of the application of the heat pump incorporated in the malt drying process // PAC Industrie' Electricite de France Publication. – 10. – 14. – 1980. – P. 1–15.

- 4.17. Houpert J. M. Artificial drying of drying of timber by dehumidification. Presented at Comite Francais d'Electrothermie. – Bordeaux, 1978.
- 4.18. Saensabai P., Prasertsan S. Effect of component arrangement and ambient and drying conditions on the performance of heat pump dryers // *Drying Technol.* – 21(1). – 2003. – P. 103–127.
- 4.19. Perry E. J. Drying by cascaded heat pumps. Proc. Institute of Refrigeration Management, 1981 – P. 1–8.
- 4.20. Matsuo K., Senshu T., Hayashi M. and Kokuba H. How can heat pumps be made more cost competitive? Proc. Int. Energy Agency Heat Pump Conference. May, Graz, Austria. IEA Heat Pump Centre, Boras, Sweden, 1984. – P. 87–96.
- 4.21. Geeraert B. Energy saving in drying application with special emphasis on the use of heat pumps // *Revue Energy. Primery.* – 1983. – 18. – №1.
- 4.22. Van der Pal M., Sun, Q., Simpson I., Scharpf E. and Carrington, G. Influence of kiln venting on brown stain in Pinus Radiata sapwood // *Drying Technol.* – 25(6) – 2007. – P. 1105–1110.
- 4.23. Sunthonvit N., Szrednicki G., Craske J. Effects of drying treatments on the composition of volatile compounds in dried nectarines // *Drying Technol.* – 25(5). – 2007. – P. 877–881.
- 4.24. Hawlader M. N. A., Perera C. O., Tian M. Comparison of the retention of 6-gingerol in drying of ginger under modified atmosphere heat pump drying and other drying methods // *Drying Technol.* – 24(1). – 2006. – P. 51–56.
- 4.25. Hawlader M. N. A., Perera, C. O., Tian M., Yeo K. L. Drying of guava and papaya: impact of different drying methods // *Drying Technol.* – 24(1). – 2006. – P. 77–87.
- 4.26. Claussen I. C., Strommen I., Egelanddal B., Strætkvern, K. O. Effect of drying methods on functionality of a native potato protein concentrate // *Drying Technol.* – 25(6). – 2007. – 1091–1098 c.
- 4.27. Prasertsan S., Saen-saby P., Prateepchaikul G. and Ngamsritrakul P. Heat pump dryer. Part 3: experiment verification of the simulation // *Int. J. Energy Res.* – 21 – 1997. – P. 1–20.
- 4.28. Chou S. K., Chua K. J. Heat pump drying systems. Handbook of Industrial Drying, 3rd Edition. A. S. Mujumdar (Ed.). Taylor & Francis, Boca Raton, FL, 2007. – 1103–1131 c.
- 4.29. Chou S. K., Hawlader M. N. A., Ho J. C., Chua, K. J. On the study of a two-stage heat pump cycle for drying of agricultural products. Proc. ASEAN Seminar and Workshop on Drying Technology. Phitsanulok, Thailand, June 3–5, paper H: 1–4, 1998.
- 4.30. Chua K. J., Chou S. K., Hawlader M. N. A., Ho J. C. A two-stage heat pump dryer for better heat recovery and product quality // *J. Inst. Eng., Singapore.* – 38(6). – 1998. – P. 8–14.

- 4.31. Rossi S. J., Neves, L. C. and Kieckbusch, T. G. 1992. Thermodynamic and energetic evaluation of a heat pump applied to drying of vegetables. In: *Drying'92*. A. S. Mujumdar (Ed.). Elsevier Science, Amsterdam. – P. 1475–1484.
- 4.32. Strømmen I. Drying of heavily salted codfish. Ph. D. Thesis. The Norwegian Institute of Technology, Division of Refrigeration Engineering, Trondheim, Norway (in Norwegian), 1980.
- 4.33. Magnussen O. M. and Strømmen, I. Heat pump drying of heavily salted codfish. – *Nordic Refrigeration Meeting*. – Copenhagen. – May 21–23 (in Norwegian). – 1981.
- 4.34. Strømmen I., Jonassen O. Performance tests of a new 2-stage countercurrent heat pump fluidized bed dryer // *Drying'96*. C. Strumillo and Z. Pakowski (Eds.). Lodz Technical University. – Lodz, 1996. – P. 563–568.
- 4.35. Jonassen O., Kramer K., Strømmen, I. and Vagle, E. Nonadiabatic two-stage counter-current fluidized bed dryer with heat pump. In: *Drying'94*. V. Rudolph and R. B. Key (Eds.). Proc. 9th int. Drying Symposium (IDS'94), Gold Coast. – Australia, 1994. – P. 511–517.
- 4.36. Alves-Filho O. and Strømmen, I. Performance and improvements in heat pump dryers. // *Drying'96*. C. Strumillo and Z. Pakowski (Eds.). Lodz Technical University. – Lodz, 1996. – P. 405–416.
- 4.37. Alves-Filho O. Heat pump drying of fruits and roots: the influence of heat and mass transfer on dryer characteristics. Ph.D. Thesis. Norwegian University of Science and Technology. – Trondheim, Norway, 1996.
- 4.38. Alves-Filho O. and Ross, Y. H. Advances in multi-purpose drying operations with phase and state transitions // *Drying Technol.* – 24(3). – 2006. – P. 383–396.
- 4.39. Alves-Filho O., Thorbergesen, E. and Strømmen, I. A component model for simulation of multiple fluidized bed heat pump dryers // *Drying'98*. C. B. Akritidis, D. Marinor-Kouris and G. D. Saravakos. (Eds.). Zitti Editions. – Thessaloniki, 1998. – P. 94–101.
- 4.40. Chen G., McHuge, J., Bannister, P., Carrington, C. G. and Sun, Z. F., Design and applications of controlled-atmosphere dehumidifier fruit dryers, *IPENZ Transactions // Institute of Professional Engineers New Zealand*. – Vol.27. – No.1/Gen. – 2000. – P. 31–34.
- 4.41. Chou S. K., Howlader, M. N. A., Ho, J. C., Wijeyesundera, N. E., and Rajasekar, S., Performance of a heat-pump assisted dryer // *Int. J. Energy Research*. – 18. – 1994. – P. 605–622.
- 4.42. Mason R., Britnell, P., Young, G., Birchall, S., Fitz-Payne, S. and Hesse, B., The development and application of heat pump dryers to the Australian food industry. *Food Australia* 46 (7), 1994. – P. 319–322.

- 4.43. O'Neill M., Rahman M. S., Perera C. O., Smith B., Melton L. D., Colour and density of apple cubes dried in air and modified atmospheres // *Int. J. of Food Properties*. – 1(3). – 1998. – P. 197–205.
- 4.44. Chen G., Bannister P., Carrington C. G., Sun Z. F., Economic performance of enhanced dehumidifier kilns. *Proceedings of the IPENZ Annual Conference*. – Vol. 2. – Institute of Professional Engineers New Zealand, Wellington, NZ. – 1997. – P. 144–148.
- 4.45. Charters W. W. W. S., Aye Lu, Modelling heat pump grain drying systems. *Proceedings Australasian Heat and Mass Transfer Conference*. – University of Queensland, 1993. – P. (31-1) – (31-6).
- 4.46. Гомелаури В. И., Везиришвили О. Ш. Опыт разработки и применения теплонасосных установок // *Теплоэнергетика*. – 1978. – №4.
- 4.47. Al-Duri B. and S. McIntyre. Comparison of drying kinetics of foods using a fan-assisted convection oven, a microwave oven, and a combined microwave/convection oven // *Journal of Food Engineering*. – 15. – 1992. – P. 139–155.
- 4.48. Chou S.K., Chua K.J. New hybrid drying technologies for heat sensitive foodstuffs. // *Trends in Food Science & Technology*. – 12. – 2001. – P. 359–369.
- 4.49. Chua K. J., Chou S. K., Ho J. C., Hawlader M. N. A., Heat pump drying: recent developments and future trends // *Drying Technology*. – 20(8). – 2002. – P. 1579–1610.
- 4.50. Cui Z., Xu S., Sun D. Dehydration of garlic slices by combined microwave-vacuum and air drying // *Drying Technology*. – 21(7). – 2003. – P. 1173–1184.
- 4.51. Jia L. W., Md., Islam R., Mujumdar A. S. A simulation study on convection and microwave drying of different food products // *Drying Technology*. – 21(8). – 2003. – P. 1549–1574.
- 4.52. Kowalski S. J., Rybicki A. Qualitative aspects of convective and microwave drying of saturated porous materials // *Drying Technology*. – 22(5). – 2004. – P. 1173–1189.
- 4.53. Singh K. K. Development of a small capacity dryer for vegetables // *Journal of Food Engineering*. – 21. – 1994. – P. 19–30.
- 4.54. Sunjka P. S., Rennie T. J., Beaudry C., Raghavan G.S.V. Microwave-convective and microwave-vacuum drying of cranberries: a comparative study // *Drying Technology*. – 22(5). – P. 1217–1231.
- 4.55. Adapa P. K., Schoenau G. J., Sokhansanj S. Performance study of a heat pump dryer system for specialty crops – part 1: development of a simulation model // *International Journal of Energy Research*. – 26. – 2002. – P. 1001–1019.

- 4.56. Adapa P. K., Schoenau G. J., Sokhansanj S. Performance study of a heat pump dryer system for specialty crops – part 2: model verification // *International Journal of Energy Research*. – 26. – 2002. – P. 1021–1033.
- 4.57. Bøer K. W. The economics of solar dryers // *Solar Energy*. – 20. – 1978. – P. 225–230.
- 4.58. Butler J. L., Troeger J. M., *Drying peanuts using solar energy stored in a rockbed* // *Agricultural Energy*. – Vol. 1: *Solar Energy, Selected papers and Abstracts*, ASAE Publication. Michigan, St Joseph, 1980.
- 4.59. Chauhan P. M., Choudhury, C., Garg, H. P. Comparative performance of coriander dryer coupled to solar air heater and solar air-heater-cum-rockbed storage // *Applied Thermal Engineering*. – 16(6). – 1996. – P. 475–486.
- 4.60. Chua K. J., Chou S. K. *Heat pump drying systems: Principles, applications and potential*. // *Drying Technology in Agriculture and Food Science*, 1-st Edition. Mujumdar, A. S., Ed., Scientific Publication Inc. – Plymouth UK, 2001. – P. 213–248.
- 4.61. Hawlader M. N. A., Chou S. K., Jahangeer K. A., Rahman S. M. A, Lau E. *Solar assisted heat-pump dryer and water heater* // *Applied Energy*, in press. – 2002.
- 4.62. Yanagimachi M., *How to combine: Solar energy, nocturnal radiational cooling, radiant panel system of heat and cooling, and heat pump to make a complete year-round air conditioning system*, *Transaction of the Use of Solar Energy*. – 3. – 1958. – P. 32–40.
- 4.63. Zhang B., Huo G., Gao J., Yi S., Chang J. A study on drying lumber with solar energy. In *Drying: Proceedings of the 12th International Drying Symposium*, Kerkhof, P. J. A. M.; Coumans, W. J., Mooiweer, G. D., Eds., Elsevier Science Publisher B. V., 2000. – P. 258.
- 4.64. Duffie J. A., Beckman W. A. *Solar engineering of thermal processes: 2nd Edition*, Wiley-Interscience Publisher: US, 1991.
- 4.65. Станкевич Г. М., Страхова Т. В., Атанзевич В. І. *Сушіння зерна: Підручник*. – К.: Либідь, 1997. – P. 352.
- 4.66. Юкиш А. Ф., Ильина О. А. *Техника и технология хранения зерна: ДеЛи принт*, 2009. – P. 718.
- 4.67. Жемела Г. П., Кучумова Л. П., Аниканова З. Ф. *Справочник по качеству зерна*. – К.: Урожай, 1988. – P. 216.
- 4.68. Баум А. Е., Резчиков В. А. *Сушка зерна*, – М.: Колос, 1983. – P. 223.
- 4.69. Безродний М. К. Термодинамічний аналіз теплонасосних сушильних установок для сушіння зерна / М. К. Безродний, Д. С. Кутра, В. В. Вовк // *Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика: Дніпропетровськ*. – Вип. 4. – 2012. – P. 27–40.

- 4.70. Пат. 2266484 Российская Федерация, МПК⁷ F26B21/04. Сушильная установка/Барко А. В., Беззаботов Ю. С.; заявитель и патентообладатель Кубанский государственный технологический университет. – № 2004111239/06; заявл. 12.04.2004; опубл. 20.12.2005.
- 4.71. Жимерин Д. Г. Формула энергосбережения. НТР: Проблемы и решения. 5–18 марта. – 1985.
- 4.72. Янговский Е. И., Пустовалов Ю. В. Парокомпрессионные теплонасосные установки. – М.: Энергоиздат, 1982. – Р. 144.
- 4.73. Bannister P., Bansal B., Carrington C. G., Sun Z. F., Impact of kiln losses on a dehumidifier drier // *Int. J. Energy Research*. – 22. – 1998. – P. 515–522.
- 4.74. Bannister P., Chen G., Carrington C. G., Sun Z. F., Guidelines for Operating Dehumidifier Timber Kilns, Energy Group Limited Research Report EGL-RR-02. Available at <http://www.eglnet.com>, 2002.
- 4.75. Bansal B., Bannister P., Carrington C. G., Performance of a geared dehumidifier. // *Int. J. of Energy Research*. – 21. – 1997. – P. 257–1260.
- 4.76. Barneveld N. J., Bannister P., Carrington C. G., Development of the ECNZ electric heat pump dehumidifier drier pilot plant. Proceedings the annual conference of the Institute of Professional Engineers New Zealand. – Vol 2. – Part 1. – Dunedin, NZ, 1996. – P. 68–72.
- 4.77. Carrington C. G., Bannister P. An empirical model for a heat pump dehumidifier dryer // *Int. J. Energy Research*. – 20. – 1996. – P. 853–869.
- 4.78. Carrington C. G., Sun Z. F., Sun Q., Bannister P., Chen G., Dehumidifier Dryers for Hard-to-Dry Timbers, In: Refrigeration into the Third Millennium, 20-th International Congress of Refrigeration, Sydney, Australia. – International Institute of Refrigeration, 1999. – P. 548, 2718–2725.
- 4.79. Carrington C. G., Sun Z. F., Bannister P., Chen G. Optimising efficiency and productivity of a dehumidifier batch dryer – Part 1: capacity and airflow // *Int. J. of Energy Research*. – 24. – 2000. – P. 187–204.
- 4.80. Carrington C. G., Sun Z. F., Bannister P., Dehumidifier batch drying – Effect of heat-losses and air-leakage // *Int. J. of Energy Research*. – 24. – 2000. – P. 205–214.
- 4.81. Carrington C. G., Sun Z. F., Bannister P., Chen G., Lecamwasam L., Anderson J. A., Heat Pump Dehumidifier (HPD) Timber Drying Update, Forest Research Wood Drying Seminar, Christchurch. – New Zealand, 2001.
- 4.82. Carrington, C. G., Wells, C.M., Sun, Z. F. and Chen, G., Use of dynamic modelling for the design of batch-mode dehumidifier driers // *Drying Technology*. – 2002.

- 4.83. Chen G., Bannister P., Carrington C. G., Ten Velde P., Burger F. C. Design and applications of a dehumidifier dryer for drying pine cones and pine pollen catkins // *Drying Technology* – to appear, 2002.
- 4.84. Chen G., Bannister P., Carrington C. G. A Survey on Dehumidifier Wood Drying Operation in New Zealand, Research Report, Energy Group Limited, 2002.
- 4.85. Ebac Industrial Products. [Електронний ресурс] // Режим доступу – www.ebacusa.com
- 4.86. Ebac lumber dryer. Owner's manual. Kiln construction guide. Troubleshooting guide. 2004. – P. 82.
- 4.87. Global Edge System Group. [Електронний ресурс] // Режим доступу – www.globaledge.com
- 4.88. ОАО «Ижевский теплоагрегатный завод». Сушильные камеры, агрегаты для сушильных камер, осевые вентиляторы, дымососы. [Електронний ресурс] // Режим доступу – <http://www.izhteploagregat.ru>
- 4.89. Группа компаний «Инсолар» – тепловые насосы и энергоэффективные теплонасосные системы. [Електронний ресурс] // Режим доступу – <http://www.insolar.ru>
- 4.90. Strumillo C., Jones P. L., Zylla R. Energy aspects in drying. In: *Handbook of Industrial Drying*. A. S. Mujumdar (Ed.): 3rd Edition. Taylor & Francis, Boca Raton, FL, 2007. – P. 1075–1101.
- 4.91. Sun Z., Carrington C. G., McKenzie C., Bannister P., Bansal B. Determination and application of characteristic drying-rate curves in dehumidifier wood drying: Proc. 5th IUFRO Conference. Montreal, Canada. Forintec Canada Corporation, Sainte-Foy, Canada, 1996. – P. 495–503.
- 4.92. Zhang B. – G., Zhou Y. – D., Ning W., Xie D. – B. Experimental study on energy consumption of combined conventional and dehumidification drying // *Drying Technol.* – 25(3). – 2007. – P. 471–474.
- 4.93. Haslett T., Dakin M. Assessment of potential for dehumidifier drying to reduce internal checking, collapse and kiln brown stain in radiata pine sawn lumber, Research Report, Forest Research, Rotorua, New Zealand, 2001.
- 4.94. Jolly P., Jia X., Clements S., Heat pump assisted continuous drying. Part 1: Simulation model // *Int. J. Energy Research*. – 14. – 1990. – P. 757–770.
- 4.95. Prasertsan S., Saen-Saby P., Ngamsritrakul P., Prateepchakul G., Heat pump dryer – Part 1: Simulation of the models // *Int. J. Energy Research*. – 20. – 1996. – P. 1067–1079.

- 4.96. Sun Z. F., Carrington C. G., Bannister P., Dynamic modelling of the wood stack in a wood drying kiln // *Trans. Inst. Chem. Eng.* 78A, 2000. – P. 107–117.
- 4.97. Sun Z. F., Carrington C. G., Bannister P., Validation of a dynamic model for a dehumidifier wood drying kiln // *Drying Technology.* – 17. – 1999. – P. 711–729.
- 4.98. Bannister P., Chen G., Grey A., Carrington, C. G., Sun Z. F., Economic reduction of greenhouse gas emissions through enhanced dehumidifier timber drying. In *Proceedings, 19th International Congress of Refrigeration, International Institute of Refrigeration, Linz, Austria, 1997.* – P. 241–249.
- 4.99. Vasile Minea. Heat Pumps For Wood Drying – New Developments And Preliminary Results. *Drying – Proceedings of the 14th International Drying Symposium (IDS 2004) São Paulo, Brazil, 2004.* – P. 892–899.

РОЗДІЛ 5. КОМБІНОВАНІ СИСТЕМИ ГЕОТЕРМАЛЬНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

5.1. КОМБІНОВАНІ ГЕОТЕРМАЛЬНІ ЦИРКУЛЯЦІЙНІ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

За кордоном промисловий випуск і широке застосування ТНУ обумовлено можливістю ефективного теплопостачання на базі ТНУ з джерелом теплоти у вигляді поверхневих ґрунтових вод і геотермальних рідин. Світове виробництво ТНУ в країнах США, Японії досягає 1 млн. на рік. За прогнозами для ТНУ у 2020 році їх частка в системах опалення та гарячого водопостачання складе понад 75 %. В даний час у світі знаходиться в експлуатації близько 18 млн. теплонасосних установок різної потужності. У США понад 30 % житлових будинків обладнані ТНУ.

Широке застосування ТНУ знаходять в комунально-побутовому секторі. Промисловістю випускаються агрегати з електроприводом тепловою потужністю від 2–20 кВт, ТНУ для промисловості та сільськогосподарського виробництва – потужністю до 1 000 кВт з електроприводом від дизельгенератора, газотурбінної установки.

Результати досліджень ТНУ на базі двигунів Стірлінга показують, що теплові насоси забезпечують ККД близько 0,6, що на 40–50 % вище, ніж у парокompresорних машин. За кордоном знаходять все більш широке застосування бівалентні опалювальні системи, що включають ТНУ і пікове джерело теплопостачання на органічному паливі. Використання при цьому сонячної чи геотермальної енергії розширює систему опалення до тривалентної.

Використання ТНУ з ґрунтовими теплообмінниками і геотермальними джерелами дозволяє значно підвищити ефективність традиційних систем теплопостачання. Перспективними для використання ТНУ є прісні або слабомінералізовані води пліоцен – четвертинного гідротермічного горизонту з температурою від 20 до 50 °С.

Перспективними джерелами теплоти є системи водовідведення та вентиляції шахт, що видаляють значну кількість води і повітря з температурою від 30 до 45 °С.

Термодинамічний аналіз одноступеневої ТНУ з температурою випаровування від 25 до 30 °С і температурою конденсації від 95 до 100 °С показує, що значення коефіцієнта перетворення ТНУ становить близько 2,20–2,40, що недостатньо

ефективно. При цьому витрати потужності компресора досягають 40–45 % від виробленої теплової потужності ТНУ. Зниження температури винаровування призводить також до зниження коефіцієнта перетворення і до економічної нецільності використання ТНУ.

Раніше вказувалося про можливість застосування схеми теплопостачання з послідовним каскадним приєднанням ТНУ.

Використання двох ТНУ з однаковою робочою речовиною не дозволяє істотно підвищити техніко-економічні характеристики системи, тому що робоча речовина може забезпечити високий коефіцієнт перетворення ТНУ в дуже вузькому температурному діапазоні 20–25 К і на певному температурному рівні (стосовно $T_{кр}$). При цьому, витрати електричної потужності компресора становлять близько 45–50 % виробленої потужності двох ТНУ. Більш ефективними є теплові схеми ТНУ з двоступеневим стисненням робочої речовини.

В Україні, в основному, застосовуються традиційні системи опалення житлових, громадських та промислових будівель з температурним графіком 90/70 °С. Тому однією з основних причин, що стримує широке використання ТНУ в житловому будівництві, є відсутність ТНУ з високою температурою конденсації.

5.2. ВИКОРИСТАННЯ ГЕОТЕРМАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ: ЗАКОРДОННИЙ ДОСВІД ТА ПЕРСПЕКТИВИ В УКРАЇНІ

Широке застосування геотермальної енергії в системах теплопостачання і виробництва електроенергії спостерігається в розвинених країнах та країнах, що розвиваються: США, Японія, Італія, Франція, Ісландія, Китай, Росія, Турція, Болгарія, Угорщина, Мексика, Нова Зеландія, Філіппіни та ін.

В Ісландії створено найбільшу систему геотермального теплопостачання. Міська система теплопостачання м. Рейк'явік повністю переведена на використання геотермальної енергії.

У Франції широко використовується геотермальна енергія для теплопостачання. В Парижі збудовано 11 геотермальних циркуляційних систем теплопостачання, що використовують термальну воду з температурою 57–70 °С. В якості пікових джерел теплоти до складу систем входять пікові котельні та теплонасосні установки.

У сільському господарстві Угорщини використовується геотермальна вода з температурою 70 °С. В багатьох країнах світу кожного року вводять нові ГеоЕС та системи прямого використання теплоти підземних геотермальних джерел.

Потенційні запаси геотермальної енергії в Україні можуть забезпечити близько 50 тис. МВт теплової потужності, що відповідає скороченню витрати органічного палива на 25–30 %, та близько 400–500 МВт електричної потужності.

Згідно з «Державною цільовою економічною програмою енергоефективності на 2010–2015 рр.» визначено зниження енергоемності ВВП на 20 % порівняно із 2008 роком, переформатування структури енергетичного балансу України (зменшення в ньому частки природного газу на 14–15 млрд. м³ щорічно із заміщенням його іншими видами енергоресурсів).

Науково-технічні рішення з перетворення геотермальної енергії в Україні були одержані в шістдесяті роки минулого століття на базі недостатньо ефективних положень, нормативних рекомендацій, розрахункових методів, які не дозволяли детально моделювати і розраховувати теплотехнічні та економічні параметри систем геотермального теплопостачання.

Існуючі в теперішній час в Україні дослідні геотермальні циркуляційні системи (ГЦС) є недосконалими. Вони характеризуються низьким дебітом свердловин (10–20 кг/с), при якому не забезпечується окупність системи теплопостачання. Необхідні системи з більш високим дебітом свердловин, більш ефективними методами перетворення геотермальної енергії та обладнанням. Використання геотермальної рідини з температурою 60–110 °С в енергетиці потребує вирішення широкого комплексу теплофізичних, гідрогеологічних та технологічних питань.

Подальший розвиток геотермальної енергетики України пов'язаний з першочерговим розвитком найбільш підготовлених до практичної реалізації технологій геотермального теплопостачання населених пунктів і сільськогосподарських об'єктів, часткової переорієнтації науково-технічної бази діючих геологорозвідуючих та газонафтодобуваючих організацій, завантаження яких понижено в результаті виснаження в Україні запасів нафти та газу. Перспективними напрямками розвитку геотермальної енергетики визначено будівництво комбінованих геотермальних вузлів потужністю 200–250 МВт для отримання електроенергії, теплоти та цінних компонентів, що містяться в геотермальних теплоносіях, малих енергетичних електростанцій потужністю 50–5 000 кВт, комбінованих паливно-геотермальних енергетичних станцій.

В табл. 5.1. наведено прогнозний енергетичний потенціал технічного використання джерел геотермальної енергії в Україні.

Таблиця 5.1. Прогнозний енергетичний потенціал

Область	Тепловий потенціал, МВт·год	Річний енергетичний (доцільний для ви- користання)	
		ГВт·год	млн. т у. п.
Закарпатська	490	0,97	0,33
Миколаївська	2820	4,07	1,22
Одеська	2350	3,03	1,03
Полтавська	9,2	0,018	0,006
Сумська	15,8	0,035	0,012
Харківська	1,3	0,003	0,001
Херсонська	4230	5,5	1,87
Чернігівська	58,3	0,12	0,04
АР Крим	37600	48,5	16,5
Всього	47574,6	61,800	21,00

5.3. СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ РОЗРОБКИ, ОБЛАШТУВАННЯ ГЕОТЕРМАЛЬНИХ РОДОВИЩ І СТВОРЕННЯ СИСТЕМ ГЕОТЕРМАЛЬНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Технологічні схеми видобутку геотермальної енергії з подачею теплоносія на поверхню отримали промислове освоєння та мають застосування в різних геотермальних умовах.

Геотермальна технологічна система – це комплекс поверхневих та підземних споруд, що складаються з обладнаних свердловин, які пробурені до зони відбору тепла та представляють собою природний масив, в якому рухається рідина. Природний масив (пласт) має природну проникність чи штучно створену. Геотермальна рідина (пара або вода) рухається до експлуатаційної свердловини та по ній на поверхню під дією гідростатичного або геостатичного тиску, або за рахунок вимушеного нагнітання встановленим на поверхні чи зануреним насосом.

Фонтанний та насосний способи розробки

Фонтанна технологія – найбільш проста та дешева технологія видобутку геотермальної рідини (рис. 5.1).

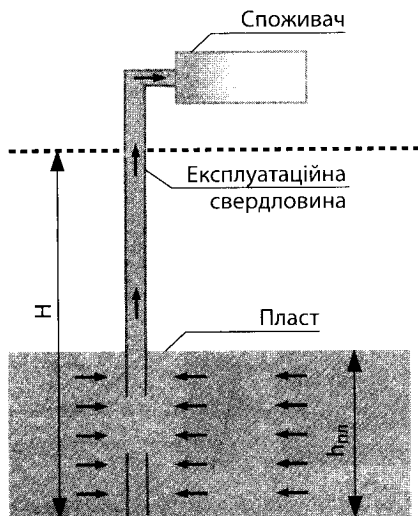


Рис. 5.1. Схема розробки родовища

Джерело енергії для вилучення теплоносія на поверхню – це пружна енергія колектора (питомий тиск пласта). Однак цей спосіб має цілий ряд недоліків: низький дебіт експлуатаційних свердловин; порушення поверхневого та підземного екологічного режиму надр через неповнення добутої геотермальної рідини (розімкнуті схеми) з високою мінералізацією знову в пласт; невеликий термін експлуатації.

Насосна технологія забезпечує добування геотермальної рідини із застосуванням занурених насосів (гідропоршневих, струминних та ін.). Подача рідини досягає значних об'ємів 750–1 000 м³/добу. Але важкі умови експлуатації (висока температура, хімічне та абразивно-активне середовище, газонасиченість, відкладання солей) потребують значних витрат.

Циркуляційний спосіб розробки геотермального родовища

В теперішній час основним напрямком розвитку геотермальної технології є циркуляційний спосіб добування геотермальної енергії гірських порід. Спосіб вимушеної циркуляції геотермального теплоносія через підземний колектор (пласт) було запропоновано в Україні А. Н. Щербанем та О. О. Кремньовим в 1962 році.

Основне джерело енергії для вилучення геотермальної енергії на поверхню – це енергія нагнітання або відкачування за допомогою насосів (рис. 5.2).

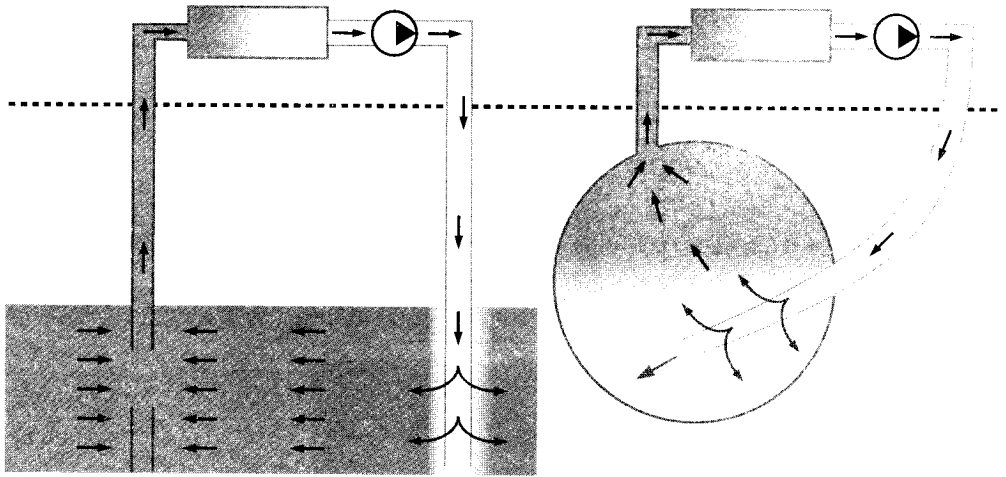


Рис. 5.2. Циркуляційний спосіб розробки родовища

Є різні типи розробки: циркуляційний з штучним колектором; циркуляційний з штучним тріщинним колектором; циркуляційний з природним колектором та різними технологіями їх утворення.

Комбінований спосіб розробки геотермальних родовищ

При комбінованому способі розробки, використовується потенційна енергія пласта і енергія нагнітання (відкачування) насосами. Розрізняють наступні види розробки геотермальних родовищ: фонтанний з відкачуванням геотермальної рідини; фонтанний з поверненням рідини в гідравлічно не зв'язані з колектором зони; циркуляційний (за рахунок надлишкового тиску), періодичним нагнітанням та фонтануванням.

При розробленні геотермальних родовищ виділяють наступні технологічні процеси: буріння та облаштування свердловин; водоочищення та водопідготовка; передача теплоти технологічному теплоносію другого контуру.

Буріння та облаштування свердловин

Геотермальні свердловини не відрізняються від нафтових та газових. Однак, характеризуються деякими особливостями: необхідність в збільшенні діаметра експлуатаційної колони до 0,2–0,4 м для забезпечення більш високого дебіту; можливості буріння, кріплення та експлуатації свердловин в умовах високих температур гірських порід (до 300 °С), необхідність буріння похило-направлених свердловин більшого діаметра, більшої протяжності та ін. (рис. 5.3).

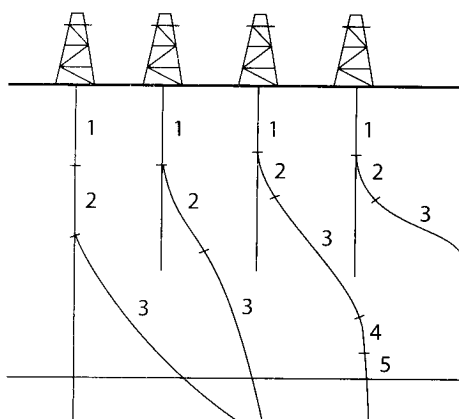


Рис. 5.3. Профілі свердловин (1–5 – інтервал буріння)

Гідрологічні та геологічні параметри пластів, інтенсифікація зони тепловідбору

Побудова штучного або інтенсифікація природного колектора – технологічний процес, необхідність якого визначається проникністю гірських порід в зоні тепловідбору. Границя значень штучної проникності, достатньої для будівництва геотермальної циркуляційної системи, оцінюється по витраті електроенергії для вимушеної фільтрації рідини в колекторі.

Створення штучного колектора забезпечується різними технологіями руйнування гірських порід – гідровибух масиву, підземний вибух, термо- та гідродинамічний спосіб, геотехнологічні методи (розчинення, розплавлення та горіння та ін.).

Передавання теплоти технологічному теплоносію

Передавання теплоти від циркуляційного геотермального теплоносія в систему теплопостачання споживачів забезпечується в теплообмінних апаратах.

Аналізуючи ефективність різних теплообмінників, встановлено, що втрати температурного потенціалу в теплообмінниках через сольові відкладення складають $\Delta t = 10\text{--}15\text{ K}$ та більше, що понижує ККД системи теплопостачання.

Водоочищення та водопідготовка в циркуляційній системі

Геотермальна рідина вміщує в собі різні домішки – розчинні гази (двоокис вуглецю, метан, сірководень, хлор, аміак та ін.) та отруйні речовини (миш'як, ртуть, бор, феноли та ін.), а також мінерали. В циркуляційних системах застосовують установки, що перешкоджають корозії та солевідкладенню.

Підвищення температурного потенціалу

Специфіка геотермальних ресурсів полягає в тому, що температурний потенціал геотермального теплоносія має економічну цінність. Чим нижча

температура геотермальної рідини, тим більша необхідність компенсації (догрівання) до потрібного рівня. Підвищення температурного рівня здійснюється іншими джерелами (вугілля, газ, мазут, електроенергія та ін.) Параметри комбінованої системи визначаються застосуванням техніко-економічних методів. Найбільш поширеним способом підвищення температурного потенціалу в умовах змінного температурного графіка споживача є пікове догрівання за допомогою опалювальної котельні чи теплонасосної установки.

5.4. ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ КОМБІНОВАНИХ СИСТЕМ ГЕОТЕРМАЛЬНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

5.4.1. Геотермальні системи теплопостачання з піковою котельнею та теплонасосною установкою

В даний час використання теплоти геотермальної рідини здійснюється недостатньо ефективно. Температура відпрацьованої рідини становить від 30 до 45 °С. Термодинамічна ефективність систем теплопостачання при цьому не є високою. Крім того, кількість споживачів, які могли б використовувати теплоносії з температурою від 30 до 40 °С, ще більш обмежена.

Як показує термодинамічний і техніко-економічний аналіз, ефективно використання температурного потенціалу геотермальної рідини в системах теплопостачання можливе із застосуванням ТНУ. В Україні є значні запаси низькопотенційних геотермальних родовищ, використання яких у системах теплопостачання економічно недоцільне. Однак, використання їх як джерела теплоти для ТНУ дозволяє підвищити їх температурний потенціал, достатній для практичного застосування в системах теплопостачання.

У геотермальному теплопостачанні застосовуються відкриті і закриті системи. Найпростіші схеми геотермального теплопостачання наведені нище (рис. 5.4.–5.6.). Залежно від відстані між споживачами та термоводозабором застосовуються одноконтурні і двоконтурні розподільні мережі. Добова нерівномірність споживання гарячої води компенсується баком-акумулятором.

Закриті геотермальні системи теплопостачання забезпечують опалення та гаряче водопостачання. Розподільна мережа після геотермального центрального теплового пункту (ЦТПГ), залежно від якості і температури геотермального теплоносія, може бути чотирьохтрубною з залежним приєднанням опалення, чотирьохтрубною з незалежним приєднанням опалення або з двоконтурною розподільною мережею і незалежним приєднанням опалення.

Термoeкономічний аналіз ефективності різних схем геотермального теплопостачання показує, що ефективність систем істотно залежить від співвідношення навантажень на гаряче водопостачання та опалення.

При відповідності якості геотермального теплоносія вимогам на питну воду застосовується беззливна система теплопостачання. Ця система характеризується найбільшою потужністю пікового нагрівача. Регулювання опалювального навантаження системи виконується шляхом поступового скорочення частки пікового догрівання, працюючого більшу частину опалювального сезону з подальшим переходом на пропуски. Ефективність системи тим вище, чим більше частка навантаження гарячого водопостачання в сумарному тепловому навантаженні.

Залежно від температури геотермального теплоносія пікова котельня працює або круглий рік, або частину опалювального сезону. Пікова котельня працює до тих пір, поки кількість теплоти, що подається геотермальним теплоносієм, не стане рівною необхідній теплопродуктивності опалювальної системи.

Для підвищення ефективності системи теплопостачання рекомендується застосування теплонасосних установок. При цьому в літній період така система може працювати в режимі холодостачання. Теплонасосні установки розміщуються на зворотній лінії системи теплопостачання (рис. 5.4). Системи геотермального теплохолодостачання виконуються централізованими і децентралізованими (рис. 5.5–5.8).

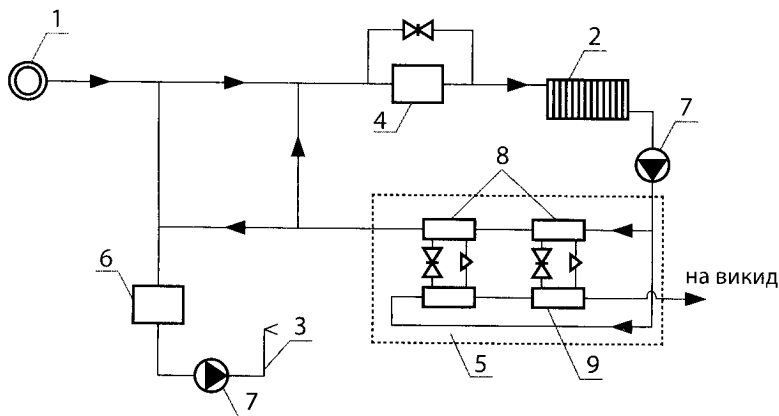


Рис. 5.4. Принципова схема системи теплопостачання із застосуванням пікового догріву та теплових насосів: 1 – свердловина; 2 – система опалення; 3 – система гарячого водопостачання; 4 – пікова котельня; 5 – теплонасосна установка; 6 – бак-акумулятор; 7 – насос; 8 – конденсатори; 9 – випарник

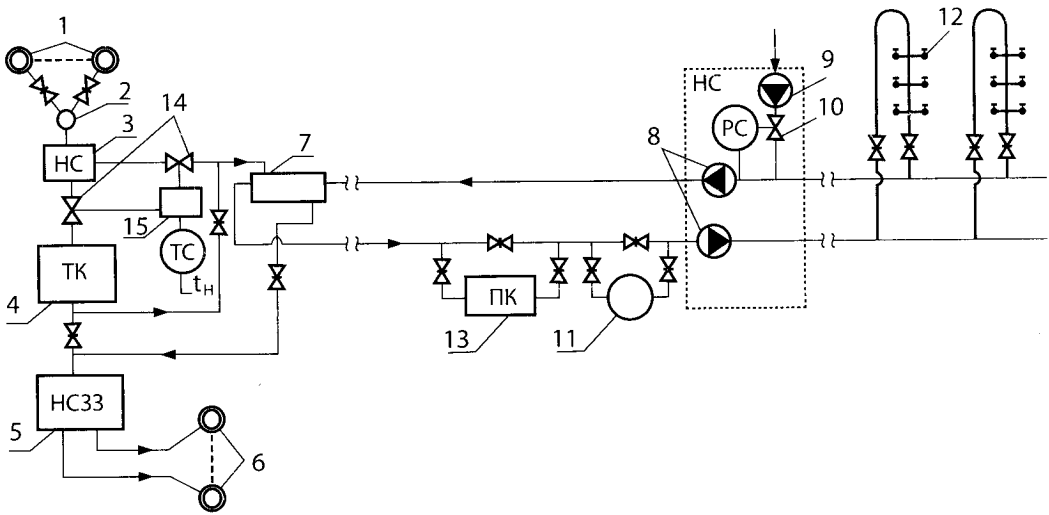


Рис. 5.5. Комплексна двотрубна геотермальна система теплопостачання з піковою котельнею: 1 – геотермальні свердловини; 2 – проміжна збирна ємність; 3 – насосна станція; 4 – опалення тепличного комбінату; 5 – насосна станція зворотного закачування; 6 – свердловини зворотного закачування; 7 – мережний теплообмінник; 8 – мережні насоси; 9 – підживлюючий насос; 10 – регулятор підживлення; 11 – мережний бак-аккумулятор; 12 – водорозбірні крани; 13 – пікова котельня; 14 – регулюючі засувки; 15 – регулятор

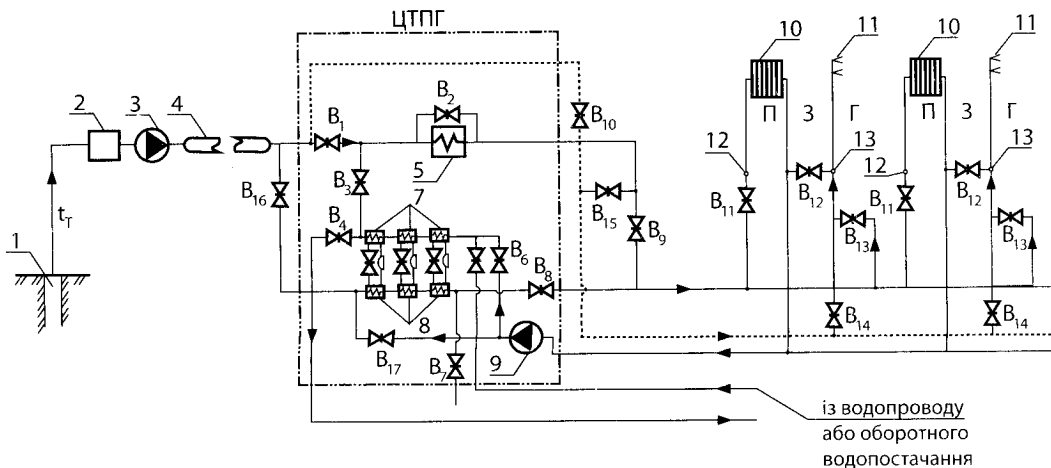


Рис. 5.6. Система централізованого теплохолодопостачання з тепловими насосами: 1 – джерело; 2 – установка дегазації; 3 – насосна станція; 4 – транзитна тепломережа; 5 – пікова котельня; 6 – агрегати теплового насоса; 7 – конденсатори; 8 – випарники; 9 – циркуляційний насос; 10 – абоненти системи опалення; 11 – абоненти гарячого водопостачання; 12 – змішувач системи опалення; 13 – змішувач гарячого водопостачання; П, З – пряма і зворотна вода системи опалення; Г – лінія гарячого водопостачання; В – вентиля (засувки)

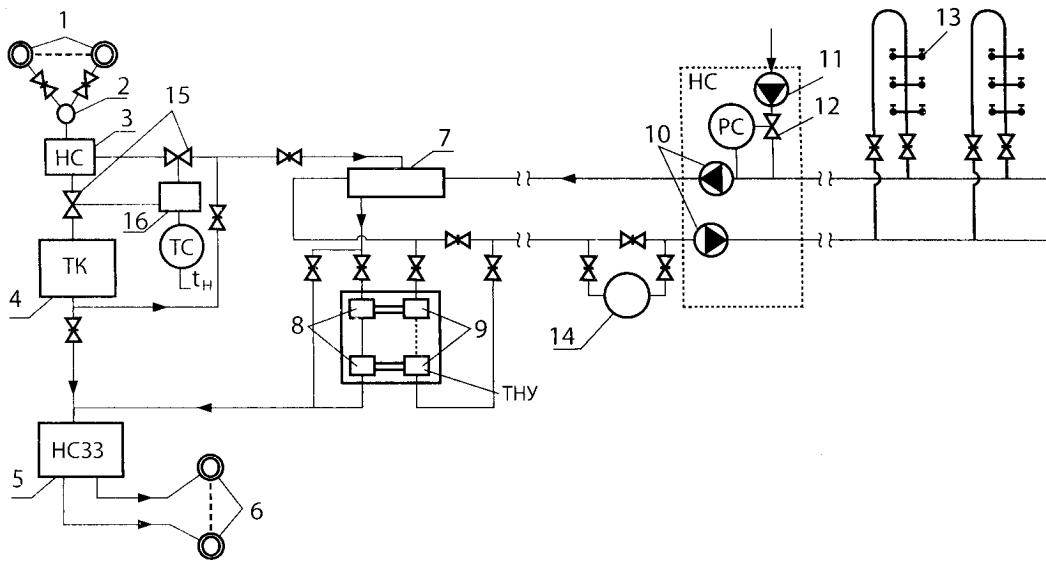


Рис. 5.7. Комплексна двотрубна геотермальна система тепlopостачання з ТНУ:
 1 – геотермальні свердловини; 2 – проміжна ємність; 3 – насосна станція; 4 – опалення тепличного комбінату; 5 – насосна станція зворотного закачування; 6 – свердловини зворотного закачування; 7 – мережний теплообмінник; 8 – витарники ТНУ;
 9 – конденсатори ТНУ; 10 – мережні насоси; 11 – підживлюючий насос;
 12 – регулятор підживлення; 13 – водорозбірні крани;
 14 – мережний бак-акумулятор; 15 – регулюючі засувки;
 16 – регулятор

Ефективність роботи теплонасосних установок збільшується або при використанні низькотемпературних опалювальних систем, або при послідовно-протоковому включенні декількох агрегатів.

Підвищення техніко-економічних показників геотермальної системи тепlopостачання забезпечується в комплексних геотермальних системах, споживачами теплоти яких є системи опалення громадських і промислових будівель, системи, що забезпечують технологічні потреби виробництва (автомийки, пральні), лікарні, саунаторії та спортивні басейни, опалення теплиць.

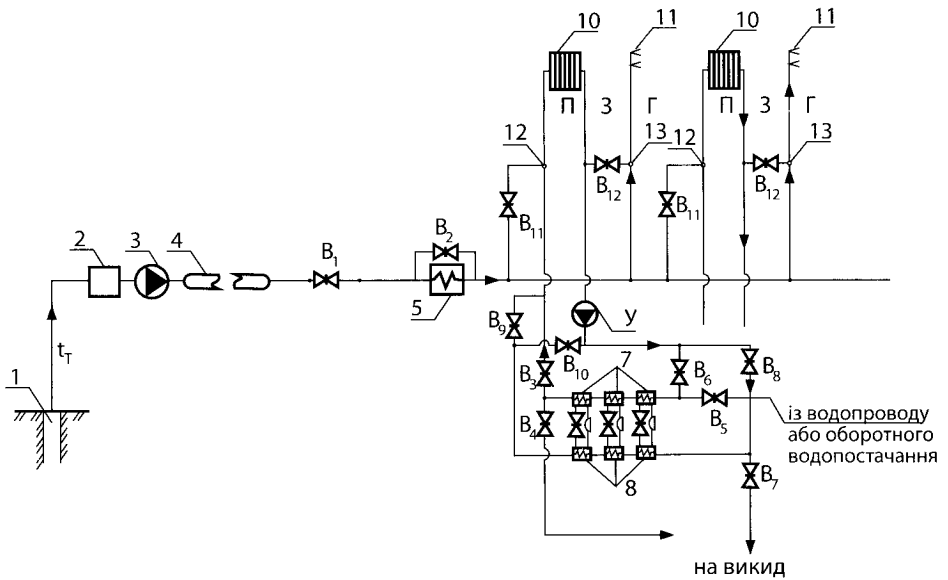


Рис. 5.8. Система децентралізованого теплохолодопостачання з тепловим насосом та котельною: 1 – джерело; 2 – дегазація; 3 – насосна станція, 4 – транзитна тепломережа; 5 – пікова котельня; 6 – агрегати теплового насоса; 7 – конденсатори; 8 – випарники; 9 – насос; 10 – система опалення та охолодження; 11 – система гарячого водопостачання; 12 – змішувач системи опалення; 13 – змішувач гарячого водопостачання; П, З – пряма і зворотна вода системи опалення; Г – лінія гарячого водопостачання; В – вентиля (засувки)

5.4.2. Геотермальні системи з когенераційною та теплонасосною установками

В даний час у світовій енергетиці простежується тенденція до збільшення виробництва і споживання енергії. Навіть з урахуванням значних структурних змін в промисловості і переходу на енергозберігаючі технології, потреби в тепло- і електроенергії в найближчі десятиліття будуть тільки збільшуватися. Тому широке застосування в світі когенераційних – міні-ТЕЦ говорить про нову тенденцію до розвитку автономної енергетики, як найбільш економічно ефективною і екологічно-безпечною галузі паливно-енергетичного комплексу. В Україні необхідність у застосуванні когенераційних – міні-ТЕЦ для тепло- та електропостачання очевидна, оскільки якість централізованого постачання залишає бажати кращого. Таким чином, впровадження когенераційних – міні-ТЕЦ дозволяє істотно знизити витрати на споживану енергію, що дає суттєвий економічний ефект для кінцевого споживання, а також вирішити проблему пікових

навантажень, недоліків монопольних систем і тим самим забезпечити якісним, безперебійним енергопостачанням.

В даний час існує безліч аргументів у виборі когенераторних технологій: дешевизна теплоти та електроенергії, близьке розташування до споживача, відсутність необхідності в дорогих ЛЕП і підстанціях, екологічна безпека, мобільність, легкість монтажу і багато інших факторів.

Недоліком когенераторів – міні-ТЕЦ є тільки обмежена потужність до 4–6 МВт для однієї машини. Тому для великих промислових споживачів необхідно встановлювати кілька паралельно працюючих когенераторів.

Застосування когенераторів дозволяє вирішувати гостре питання нерівномірного добового споживання електроенергії, нерозв'язне для великих генеруючих установок. Секціонує (пакетує) загальну потужність на 4–8 блоків, що працюють паралельно, з'являється можливість роботи з 1,5–4 % до 100 % номінального навантаження при розрахунковому питомому споживанні палива. При відсутності навантаження незатребувані когенератори зупиняються, і на цьому в значній мірі економиться моторесурс двигунів. Важливою особливістю когенераторних систем є їх більш висока надійність. Економічні переваги когенераційних установок для промислових споживачів очевидні. Так, витрати на проектування, закупівлю, введення в експлуатацію та амортизацію когенераторів окупаються за 2–3 роки експлуатації при розрахунковому терміні служби обладнання 25–30 років (180–200 тис. годин). При цьому установки мають міжремонтний ресурс 60–63 тис. годин і низьку вартість експлуатаційних витрат. Важливим фактором на користь вибору когенераторів є їх екологічна безпека. Установки мають низький рівень викидів в атмосферу токсичних речовин і задовільняють найжорсткішим міжнародним вимогам.

В даний час зарубіжні фірми *MAN, DEUTZ, ROLLS – ROYCE, MITSUBISHI, KAWASAKI* та інші випускають газопоршневі і газотурбінні силові агрегати газових теплоелектричних станцій. Види газового палива, яке використовують для теплоелектростанцій: природний газ, пропан, бутан, факельний газ, біогаз, шахтний, коксовий та ін. Теплова потужність газових когенераційних станцій становить від 0,02 до 6 МВт, електрична потужність – 0,5–8 МВт.

Випускаються мікротурбінні генератори фірми *Elliott Energy Systems* з електричною потужністю 100 кВт і тепловою потужністю 172 кВт. Температура теплоносія (вода) 40 °С для гарячого водопостачання і 70 °С для опалення, вихідна температура теплоносія 95 °С. В якості одного з видів палива когенераційних станцій може бути використаний розчинений горючий газ, що міститься в підземній геотермальній воді. Кількість розчиненого газу зростає із збільшенням глибини. У пластових водах нафтогазових басейнів кількість розчиненого газу

може досягати 10 м^3 і більше на 1 м^3 пластової води. Серед розчинених газів переважають вуглеводневі гази, частка яких досягає 90–98 %. Перспективи використання водорозчинних газів в підземних водах пов'язані з високонапірними самовиливними водами геопресованих зон.

Практичне використання водорозчинених газів спостерігається в Японії, де видобуток газу сягає 300 млн. м^3 на рік.

Геохімічний склад розчинених газів значно відрізняється. В основному розчинені гази складаються з вуглеводнів (60–95 %), основна частка яких – метан. Концентрація важких фракцій (пропан, бутан та ін.) становить близько 2–10 %. Тиск насичення розчинених газів пластових вод змінюється від 8 до 40 МПа і більше.

Використання газомістних термальних вод пов'язане з певними труднощами. Розчинений у воді сірководень і вільна вуглекислота викликають інтенсивну корозію металу. Дегазація термальних вод полегшує експлуатацію в умовах солевідкладання та активної корозії. Присутність в термальній воді газів істотно підвищує їх енергетичний потенціал. При газовому факторі близько $10 \text{ м}^3/\text{м}^3$ енергетичний еквівалент газу може досягати потенціалу термальних вод. Сам по собі видобуток вуглеводневих газів з родовищ термальних вод економічно не вигідний через низьку концентрацію вуглеводнів та метану у воді внаслідок їх поганої розчинності.

Перша в Україні когенераційна геотермальна установка розроблена ІТТФ НАН України і реалізована в Криму (рис. 5.9). Теплова потужність газопоршневої установки 717 кВт, електрична потужність 60 кВт.

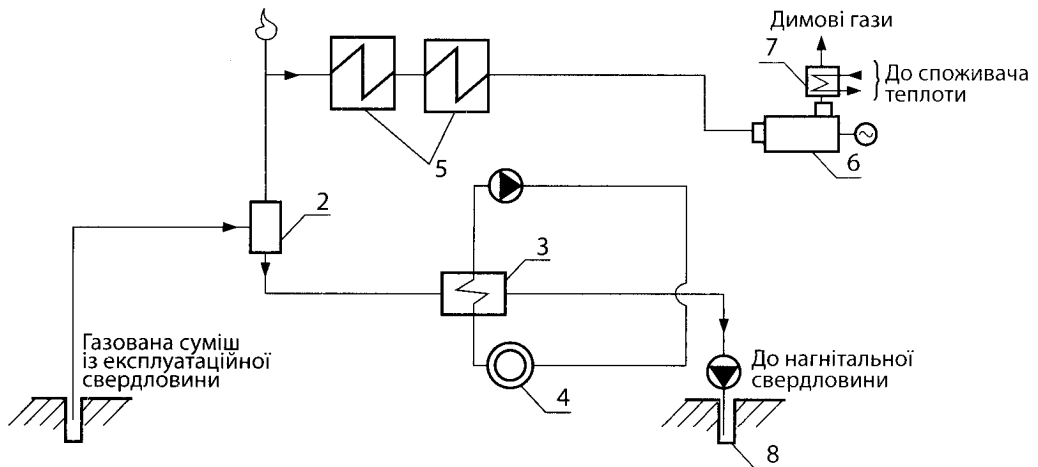


Рис. 5.9. Технологічна схема когенераційної геотермальної установки: 1 – видобувна свердловина; 2 – сепаратор; 3 – теплообмінник системи опалення; 4 – споживач теплоти; 5 – система підготовки газу; 6 – газовий двигун; 7 – утилізатор теплоти відхідних газів; 8 – нагнітальна свердловина

При використанні теплонасосної установки теплова потужність збільшується від 717 до 1 000 кВт, а температура мережної води системи опалення підвищується від 50 до 75 °С.

Можливі різні технологічні схеми: з газопоршневим двигуном; з газотурбінним двигуном; з використанням комбінованих гідропарових турбін; з теплонасосними установками (рис. 5.10–5.11).

Таким чином, поєднання автономної когенераційної електричної станції з геотермальною теплонасосною установкою забезпечує високоефективне тепло- і електропостачання споживачів.

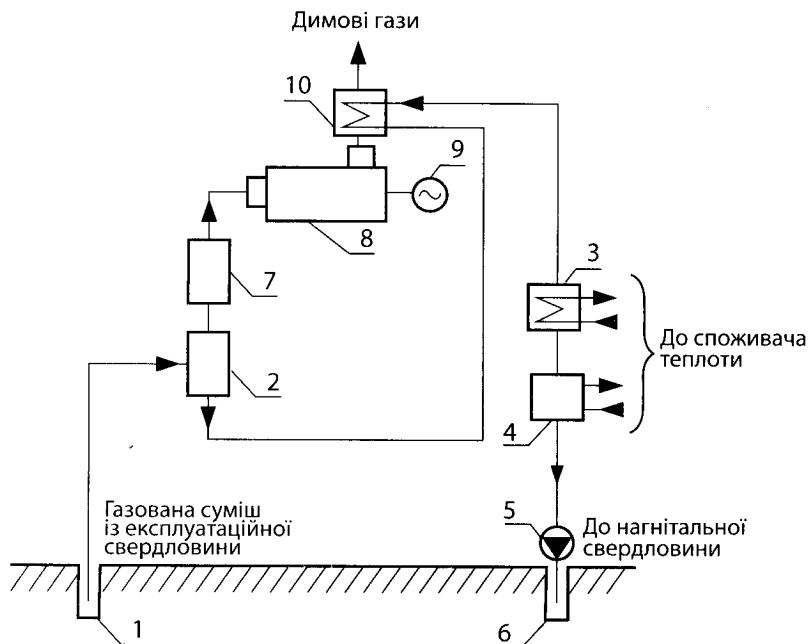


Рис. 5.10. Схема геотермальної установки з газопоршневим двигуном: 1 – видобувна свердловина; 2 – сепаратор газу; 3 – теплообмінник; 4 – теплонасосна установка; 5 – нагнітальний насос; 6 – нагнітальна свердловина; 7 – система підготовки газу; 8 – газопоршневий двигун; 9 – електрогенератор; 10 – утилізатор димових газів

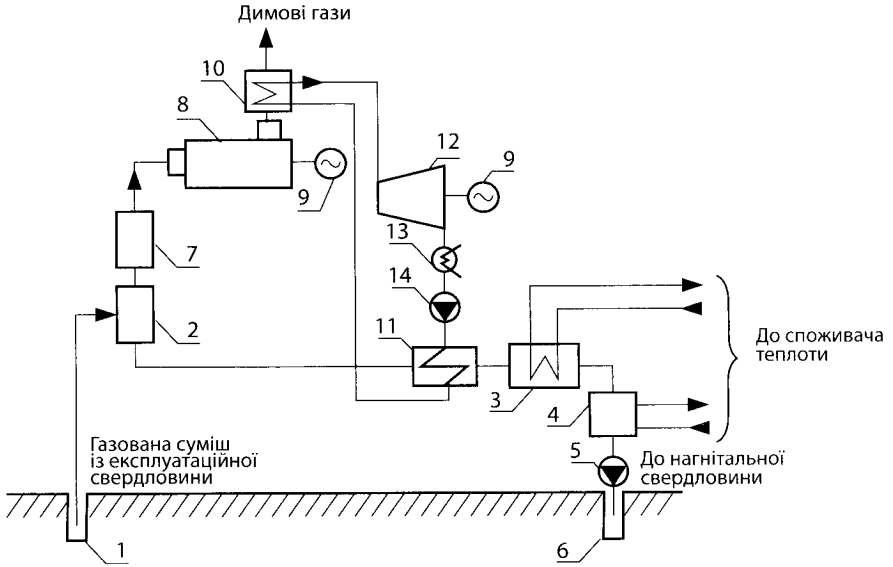


Рис. 5.11. Схема геотермальної установки з газопоршневим двигуном: 1 – видобувна свердловина; 2 – сепаратор газу; 3 – теплообмінник; 4 – теплонасосна установка; 5 – нагнітальний насос; 6 – нагнітальна свердловина; 7 – система підготовки газу; 8 – газопоршневий двигун; 9 – електрогенератор; 10 – утилізатор димових газів; 11 – парогенератор низькокиплячого робочого тіла; 12 – турбіна низькокиплячого робочого тіла; 13 – конденсатор; 14 – насос

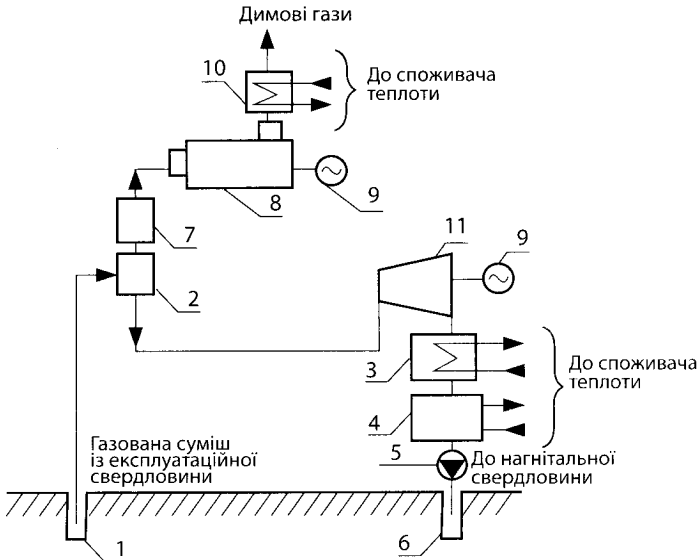


Рис. 5.12. Схема когенераційної геотермальної установки з газопоршневим двигуном і гідропаровою турбіною: 1 – видобувна свердловина; 2 – сепаратор газу; 3 – теплообмінник; 4 – теплонасосна установка; 5 – нагнітальний насос; 6 – нагнітальна свердловина; 7 – система підготовки газу; 8 – газопоршневий двигун; 9 – електрогенератор; 10 – утилізатор відхідних димових газів; 11 – турбіна низькокиплячого робочого тіла

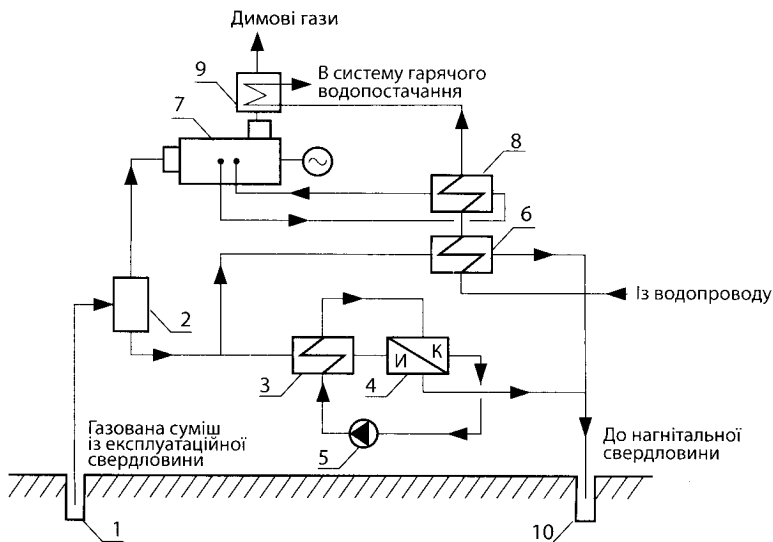


Рис. 5.13. Технологічна схема когенераційної геотермальної установки з тепловим насосом: 1 – видобувна свердловина; 2 – сепаратор газу; 3 – теплообмінник системи опалення; 4 – тепловий насос; 5 – споживачі тепла; 6 – теплообмінник системи гарячого водопостачання; 7 – газопоршневий двигун; 8 – теплообмінник системи охолодження двигуна; 9 – утилізатор теплоти вихідних газів; 10 – нагнітальна свердловина

5.5. ТЕПЛОВІ СХЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ З ОДНО- І ДВОСТУПЕНЕВИМИ ТЕПЛОНАСОСНИМИ УСТАНОВКАМИ*

5.5.1. Одноступеневі теплонасосні установки

На рис. 5.14 та 5.15 наведені термодинамічний цикл ТНУ і принципів технологічні схеми.

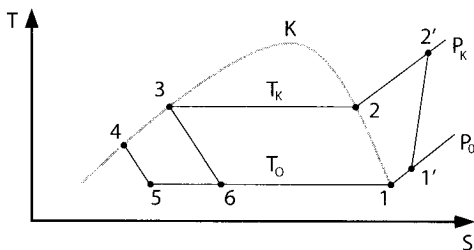


Рис. 5.14. Термодинамічний цикл теплового насоса в $T-S$ -діаграмі: 1–1' – ізобарний перегрів пари; 1'–2' – ізотропне стискування; 2'–2 – зняття перегріву пари; 2–3 – конденсація; 3–4 – переохолодження конденсату; 4–5 – дроселювання переохолодженої рідини; 3–6 – дроселювання

* Розділ 5.5 написано за участю д. т. н. Харлампіди Д. Х.

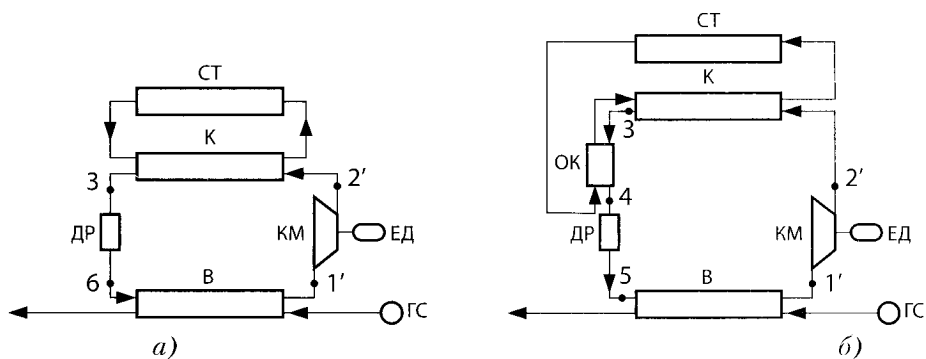


Рис. 5.15. Принципові технологічні схеми ТНУ: а) проста одноступенева, б) одноступенева з охолоджувачем конденсації; (СТ – споживач теплоти; К – конденсатор; В – випарник; КМ – компресор; ОК – охолоджувач конденсації; ЕД – електродвигуни; ДР – дросельний вентиль; ГС – геотермальна свердловина)

Дійсний коефіцієнт перетворення μ зворотного циклу Ренкіна визначається з виразу:

$$\mu = \eta_i' \eta_{el} (h_{2'} - h_3) / l_a, \quad (5.1)$$

де η_i' – індикаторний ККД компресора;

η_{el} – електромеханічний ККД компресора;

h_2' і h_3 – ентальпії робочої речовини в характерних точках циклу (рис. 5.14);

l_a – питома ізоентропна робота стиснення в компресорі в процесі 1'–2', що визначається з виразу:

$$l_a = \frac{k}{k-1} P_0 v_{1'} \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (5.2)$$

де k – показник адиабати;

P_0, P_k – відповідно тиск випаровування і конденсації, кПа;

$v_{1'}$ – питомий об'єм пари на вході в компресор, м³/кг.

Для отримання високих температур конденсації в ТНУ однієї лише температури низькопотенційного джерела більше 30 °С явно недостатньо. Як відомо, з підвищенням температури конденсації в циклі знижується питома теплота фазового переходу при конденсації і зростають внутрішні незворотні втрати в процесі дроселювання, що призводить до зниження μ . Забезпечити високу температуру теплоносія після одноступеневої ТНУ (близько 85–90 °С) можливо, обравши в якості хладонів високотемпературні робочі речовини. Однак, при

цьому може значно зменшитися питома об'ємна теплопродуктивність, що визначає геометричні розміри теплообмінного і компресорного устаткування ТНУ. У будь-якому випадку, вибір робочої речовини ТНУ для заданих температурних межтермодинамічного циклу являє собою компромісне рішення.

У зв'язку з цим, є доцільним на основі чисельного моделювання енергетичних характеристик геотермальної ТНУ із заданою технологічною схемою знайти робочу речовину, що забезпечує її ефективну експлуатацію у високотемпературному режимі.

Розглянемо вплив технологічної схеми підключення елементів ТНУ на ефективність процесу трансформації теплоти.

Як було зазначено вище, при високих температурах конденсації робочої речовини зростають незворотні втрати від дроселювання, і для їх зниження в схемі ТНУ включають охолоджувач конденсату (рис. 5.15 б).

Охолодження робочої речовини нижче температури конденсації дозволяє збільшити кількість відведеної теплоти в випарнику (на одиницю витрати робочої речовини) і знизити питому витрату електроенергії в компресорі на одиницю трансформованої теплоти. Причому, чим вище температура конденсації, тим більш глибоким повинно бути охолодження рідкого конденсату.

Процес дроселювання 3–6 (рис. 5.15 а) або 4–5 (рис. 5.15 б) є ізоентальпійним, тобто $h_3 = h_6$ та $h_4 = h_5$.

Зниження температури рідкої робочої речовини в охолоджувачі конденсату (процес 3–4) від T_k до T_4 забезпечує збільшення питомої теплопродуктивності на величину $h_3 - h_4$. Коефіцієнт перетворення μ для ТНУ з охолоджувачем визначається за формулою:

$$\mu = \eta_i' \eta_{el} [(h_2' - h_3') + (h_3 - h_4)/l_a]. \quad (5.3)$$

Витрата робочої речовини в контурі ТНУ визначається за залежностями:

- в контурі ТНУ без охолоджувача конденсату:

$$m_1 = \frac{M_a c_{pv} (T_1 - T_2)}{h_1 - h_3}, \text{ кг/с}, \quad (5.4)$$

- в контурі ТНУ з охолоджувачем конденсату:

$$m_2 = \frac{M_a c_{pv} (T_1 - T_2)}{(h_1 - h_3) + (h_3 - h_4)}, \text{ кг/с}, \quad (5.5)$$

де M_a – масова витрата води, кг/с; c_{pv} – теплоємність води, кДж/(кг · К);

T_1 і T_2 – відповідно температура води на вході і виході з випарника ТНУ, °С.

Потужність, що витрачається на привід компресора ТНУ, визначається за залежностями:

- для схеми без охолоджувача конденсату:

$$N_1 = \frac{m_1 (h_{2'} - h_{1'})}{\eta_{ел}}, \quad (5.6)$$

- для схеми з охолоджувачем конденсату:

$$N_2 = \frac{m_2 (h_{2'} - h_{1'})}{\eta_{ел}}. \quad (5.7)$$

Кількісно оцінити перевагу тієї чи іншої схеми ТНУ для заданих умов можна за допомогою відношень N_1/N_2 і Q_1/Q_2 :

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{m_1}{m_2} = 1 + \frac{h_3 - h_4}{h_1 - h_3}. \quad (5.8)$$

Теплова потужність ТНУ для схеми без охолоджувача конденсату:

$$Q_1 = m_1 (h_{2'} - h_3). \quad (5.9)$$

Теплова потужність ТНУ для схеми з охолоджувачем конденсату:

$$Q_2 = m_2 (h_{2'} - h_4). \quad (5.10)$$

Таким чином,

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(1 + \frac{h_3 - h_4}{h_{1'} - h_3} \right) \left(\frac{h_{2'} - h_3}{h_{2'} - h_4} \right). \quad (5.11)$$

При включенні в схему ТНУ охолоджувача конденсату за інших рівних умов потужність приводу компресора і теплова потужність знижується, при цьому ступінь зниження N вище, ніж Q , що вказує на більш високий коефіцієнт перетворення для ТНУ з охолоджувачем конденсату.

З метою вибору робочої речовини ТНУ була виконана серія розрахунків параметрів термодинамічного циклу для зазначених вище схем. Застосування високотемпературних робочих речовин обмежується значенням тиску в конденсаторі. Так, при температурі конденсації $t_k = 90$ °С величина тиску для ізобутану

C_4H_{10} відповідає $P_k = 1,63$ МПа, а для хладону R142 b – 1,74 МПа. Для інших робочих речовин значення P_k істотно вище, наприклад, для аміаку, $P_k = 5,12$ МПа, що за технічними та економічними розрахунками робить їх застосування недоцільним, оскільки вимагає посилення міцності основних елементів ТНУ.

Термодинамічні параметри циклів ТНУ з різними робочими речовинами наведено в табл. 5.2. Температура випаровування в розрахунках приймалася рівною $t_v = 30$ °С, температура конденсації $t_k = 90$ °С.

Таблиця 5.2. Теплотехнічні характеристики ТНУ

Робоча речовина	Питома холодопродуктивність, q_0 кДж/кг	Коефіцієнт перетворення μ
Хладон R142 b	116,4	3,14
Ізобутан C_4H_{10}	191,2	2,86
Суміш C_4H_{10}/C_5H_{12}	215,0*	2,43*
	290,0**	3,20**

* – середня температура суміші у випарнику становила 24,5 °С, в конденсаторі 95 °С.

** – середня температура суміші у випарнику становила 37,5 °С, в конденсаторі 95 °С.

Як видно з табл. 5.2 всі вибрані робочі речовини дозволяють здійснити процес термотрансформації при значенні коефіцієнта перетворення μ вище економічно виправданого ($\mu > 2,3$).

Тим часом, перспективною високотемпературною робочою речовиною для ТНУ представляється неазеотропна суміш C_4H_{10}/C_5H_{12} (90/10) %. Розглянемо більш докладно термодинамічні параметри циклу для цієї суміші.

На рис. 5.16 представлено термодинамічний цикл в $P - h$ – діаграмі для неазеотропної суміші C_4H_{10}/C_5H_{12} .

Таблиця 5.3. Параметри ТНУ при різній температурі у випарнику

Характеристика	Варіант 1	Варіант 2
Середня температура суміші в процесі випаровування t_v , °С	37,5	24,5
Температура на вході в зону випаровування t_6 , °С	33	20,5
Температура на виході з зони випаровування t_p , °С	42	28,5
Неізотермічність процесу випаровування Δt_v , °С	8	8
Температура пари на вході в компресор t_1' , °С	65	40
Температура пари в кінці процесу стиснення t_2 , °С	135	141
Температура на вході в зону конденсації t_3 , °С	97	97
Середня температура в процесі конденсації t_k , °С	95	95

Характеристика	Варіант 1	Варіант 2
Температура на виході з конденсатора $t_d, ^\circ\text{C}$	92	92
Температура переохолодження $t_y, ^\circ\text{C}$	77	82
Неізотермічність в процесі конденсації $\Delta t_k', ^\circ\text{C}$	5	5
Індикаторний ККД компресора η_i	0,6	0,6
Питома холодопродуктивність в циклі $q_p, \text{кДж/кг}$	290	215
Питома теплопродуктивність в циклі $q_k, \text{кДж/кг}$	420	365
Питома робота стиснення в компресорі $l_a, \text{кДж/кг}$	130	150
Коефіцієнт перетворення μ	3,2	2,43

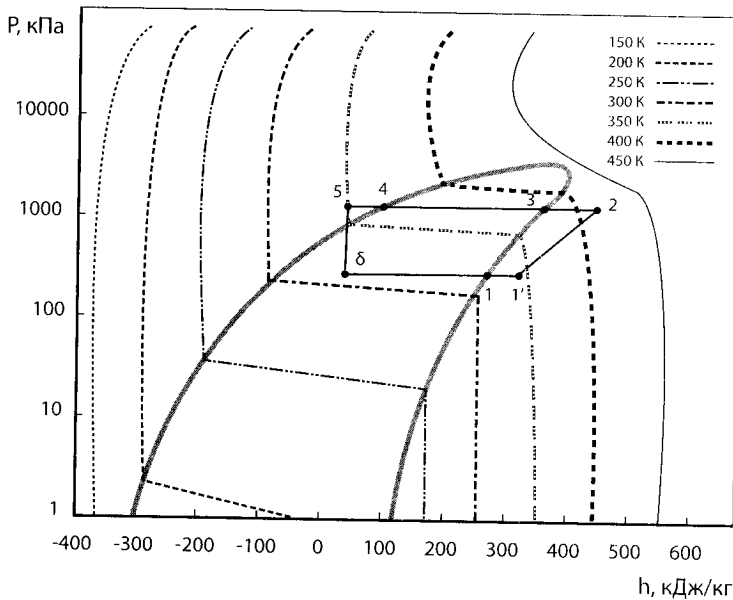


Рис. 5.16. Розрахунок параметрів циклу ТНУ для неізоотропної суміші С4Н10/С5Н12 при середній температурі в процесі випаровування $37,5 ^\circ\text{C}$

Результати розрахунків циклу ТНУ, виконані для двох варіантів (наведено в табл. 5.3)

Аналіз результатів розрахунку циклів показав, що у зв'язку з досить крутим характером правої приграничної кривої для даної суміші необхідний значний перегрів пари (процес $1-1'$) після випаровування, для того, щоб в кінці процесу стиснення точка 2 не опинилася в області вологої пари. Причому, чим нижче

температура суміші в процесі випаровування, тим більшою повинна бути величина перегріву пари.

Як видно з табл. 5.3 коефіцієнт перетворення μ_0 збільшується при підвищенні середньої температури випаровування і збільшенні переохолодження рідини в конденсаторі. Необхідно зазначити, що на відміну від циклів з однокомпонентними робочими речовинами, переохолодження рідини після конденсатора в циклі з неазеотропною сумішшю при фіксованій середній температурі в процесі випаровування призводить до підвищення тиску випаровування і, відповідно, знижує роботу стиснення в компресорі. Це пов'язано з величиною неізотермічності процесів випаровування і конденсації для суміші певної концентрації, яка залежить від кута перетину ізобари та ізотерми на термодинамічній діаграмі. Тому для зміни тиску в випарнику в циклі з неазеотропною сумішшю необхідно впливати на величину переохолодження рідини в охолоджувачі конденсату.

Таким чином, результати чисельного моделювання енергетичних характеристик ТНУ дозволяють зробити висновок про доцільність застосування робочих речовин R142b, R600a (C_4H_{10}) і неазеотропної суміші C_4H_{10}/C_5H_{12} для отримання високих температур теплоносія в системах опалення. Однак робота стиснення при цьому досягає високих значень.

5.5.2. Двоступенева і багатоступеневі теплонасосні установки

Відомі схеми геотермальних систем опалення, які передбачають роботу ТНУ в бівалентному режимі. У цьому випадку ТНУ нагріває частину «зворотної» води із системи опалення до необхідної температури, інша частина служить джерелом низькопотенційної теплоти для ТНУ. Частка використання теплоти геотермальних вод в такій схемі тим більше, чим нижче розрахункова температура в системі опалення. Робочою речовиною в ТНУ, як правило, служить середньотемпературний хладон.

При використанні в якості робочих речовин високотемпературних однокомпонентних хладонів або ж неазеотропних сумішей на їх основі можна реалізувати моновалентний режим роботи ТНУ з безпосередньою трансформацією низькопотенційної теплоти геотермальних вод. Особливість застосування такої схеми полягає в тому, що шляхом вибору оптимальної температури охолодження геотермальної води в ТНУ можна скоротити її споживання.

Значно розширити діапазон роботи геотермальних систем опалення з ТНУ можна за рахунок підключення декількох агрегатів за послідовно-протитовковою схемою. У такій схемі нагрівання води в конденсаторі та охолодження геотермальної води у випарнику здійснюється ступенево, при цьому кожний наступний цикл розташовується в більш високому інтервалі температур

випаровування і конденсації хладону. Таким чином, в заданих температурних межах основного робочого циклу ТНУ досягається наближення до циклу Лоренца з характерними для цього циклу неізотермічними процесами випаровування і конденсації. Ефективність наближення до циклу Лоренца оцінюється відношенням дійсного коефіцієнта перетворення μ_{Δ} до теоретичного μ_0 і залежить від числа незалежних агрегатів. Попередні розрахунки, проведені для хладонів R114, R245fa, R141b показали, що при збільшенні числа агрегатів більше трьох, для заданих умов експлуатації, не спостерігається помітної зміни величини μ_{Δ}/μ_0 . Принципово можливе використання у схемі різних робочих речовин для кожної ТНУ.

Особливістю послідовно-протитокових схем, як об'єкта регулювання, є висока чутливість до зміни вхідних і вихідних параметрів теплоносія та геотермальної води. Будь-які відхилення від розрахункового режиму для однієї ТНУ призводять до зміни режимних параметрів всіх інших установок і, відповідно, всієї системи в цілому.

Менш чутливі до зміни вхідних параметрів багатоступеневі схеми ТНУ, що мають у своєму складі один загальний конденсатор і випарник, і кілька компресорів, з'єднаних послідовно один з одним.

Нижче наведено методику розрахунку і на її основі – аналіз режимів роботи геотермальних ТНУ з різними схемами з'єднання основних елементів обладнання.

Для вирішення поставленого завдання традиційно використовуються методи математичного моделювання статичних характеристик ТНУ.

Розрахунок статичних характеристик ТНУ виконується при завданні в якості вихідних даних геометрії випарника, конденсатора, компресора, трубопроводів обв'язки основного обладнання, а також початкових температур теплоносіїв та їх витрат. Для послідовно-протитокових схем з числом ТНУ більше двох є одна особливість. У схемі, що складається, наприклад, з трьох агрегатів, відомими є температура зворотної води на вході в першу, за ходом нагрівання води, ТНУ і температура геотермальної води на вході в третю ТНУ. Температури виходу теплоносія і геотермальної води з другої ТНУ, які фактично визначають режим роботи інших агрегатів, при цьому невідомі. Для багатоступеневих схем, з'єднаних послідовно за хладоном, невідомими є параметри пари на вході в другий і третій компресор.

На рис. 5.17 показано послідовно-протитокову і багатоступеневу схеми геотермальної ТНУ.

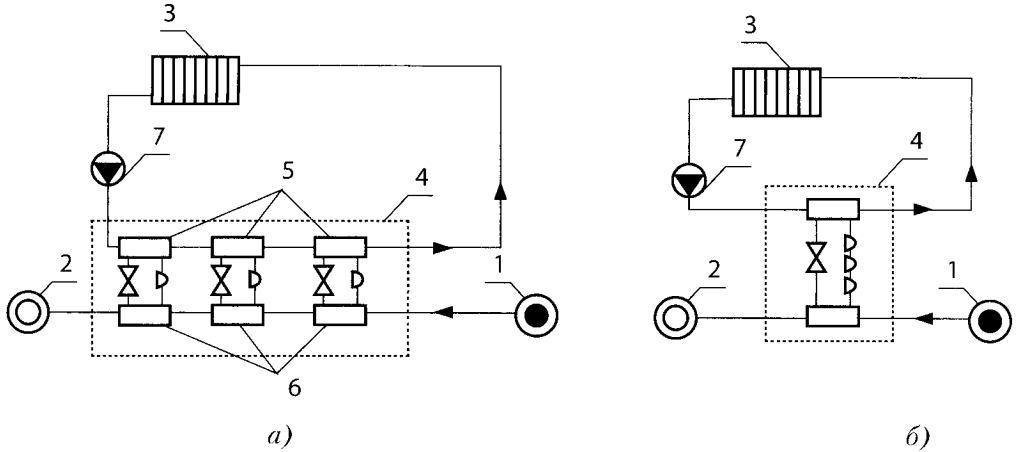


Рис. 5.17. Принципові схеми ТНУ для геотермального опалення: а) – послідовно-протипотокова; б) – багатоступенева; 1 – забірні свердловина; 2 – нагнітальна свердловина, 3 – споживач теплоти; 4 – ТНУ; 5 – конденсатори; 6 – випарники; 7 – циркуляційний насос.

Дебіт гідродинамічно досконалої свердловини визначається за відомою формулою:

$$G_{зв} = 1,36k \frac{H_0^2 - h_{св}^2}{\lg \frac{R_{св}}{r_{св}}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (5.12)$$

де k – коефіцієнт фільтрації, м/с;

H_0 – потужність водоносного пласта, м;

$h_{св}$ – глибина води в свердловині за відсутності відкачування, м;

$r_{св}$ – радіус свердловини, м;

$R_{св}$ – радіус впливу свердловини, м.

Після початку відкачування рівень води в свердловині і навколо неї починає знижуватися. Відстань $R_{св}$, за межами якої не спостерігається зміна напору, можна визначити за співвідношенням:

$$R_{св} = 3000S_0\sqrt{k}, \quad (5.13)$$

де S_0 – зниження рівня води при відкачуванні, м.

Формула (5.12) може бути використана і для розрахунку нагнітальної свердловини.

Схеми руху геотермальних вод у водоносному пласті при роботі експлуатаційної та нагнітальної свердловин показані на рис. 5.18.

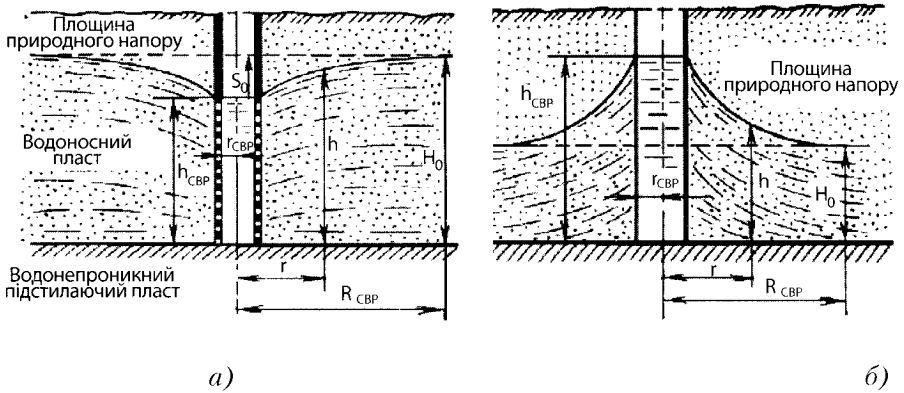


Рис. 5.18. Схеми приливу і відтоку геотермальної води у вертикальних свердловинах: а) експлуатаційна свердловина; б) нагнітальна свердловина

За розрахункову температуру геотермальної води $t'_{\text{в}}$, одержуваної на термоводозаборі, що має дві і більше свердловини, приймають середню температуру термоводозабору:

$$t'_{\text{в}} = \frac{t_{\text{в}1}G_{\text{в}1} + t_{\text{в}2}G_{\text{в}2} + \dots + t_{\text{в}k}G_{\text{в}k}}{G_{\text{в}1} + G_{\text{в}2} + \dots + G_{\text{в}k}}, \quad (5.14)$$

де $t_{\text{в}1}, t_{\text{в}2}, \dots, t_{\text{в}k}$ – температури на гирлах свердловин, °С;

$G_{\text{в}1}, G_{\text{в}2}, \dots, G_{\text{в}k}$ – дебіти геотермальних свердловин, кг/с.

Теплова потужність, відведена від геотермальної води у випарнику ТНУ, і відповідна їй холодопродуктивність ТНУ, визначається за формулою:

$$Q_0 = G_{\text{нн}} c_{\text{нн}} (t'_{\text{нн}1} - t_0) \eta_0, \quad (5.15)$$

$$Q_0 = G_{\text{хл}} q_0, \quad (5.16)$$

де $G_{\text{хл}}$ – масова витрата хладону в циклі, кг/с;

q_0 – питома холодопродуктивність в циклі, кДж/кг;

t_0 – температура випаровування (хладону), °С;

$t'_{\text{нн}1}$ – температура низькопотенційного теплоносія на вході у випарник °С;

η_0 – коефіцієнт охолодження випарника.

При розрахунку режимних параметрів першої за ходом руху низькопотенційного теплоносія ТНУ вихідною температурою є температура $t'_{\text{нн}1} = t'_{\text{в}}$.

Коефіцієнт охолодження випарника η_0 дорівнює:

$$\eta_0 = 1 - e^{-\frac{K_B F_B}{G_{in} c_{in}}}, \quad (5.17)$$

де $K_B F_B$ -- інтенсивність теплопередачі у випарнику, кВт/К:

$$K_B F_B = \frac{1}{c_1 G_{in}^{-0,8} + c_2 Q_0^{-0,745} + c_3}. \quad (5.18)$$

Теплова потужність, відведена від конденсатора ТНУ в систему опалення, знаходиться за рівняннями:

$$Q_k = G_{xl} q_k; \quad (5.19)$$

$$Q_k = G_w c_w (t_k - t_{w1}) \eta_k, \quad (5.20)$$

де q_k – питома теплородуктивність в циклі, кДж/кг;

t_k – температура конденсації хладону, °С;

t_{w1} – температура води на вході в конденсатор °С;

G_w – витрата води через конденсатори ТНУ, кг/с.

Коефіцієнт охолодження для конденсатора ТНУ η_k визначається зі співвідношення:

$$\eta_k = 1 - e^{-\frac{K_k F_k}{G_w c_w}}, \quad (5.21)$$

де $K_k F_k$ – інтенсивність теплопередачі в конденсаторі, кВт/К:

$$k_k F_k = \frac{1}{c_4 G_w^{-0,5} + c_5 G_{xl} + c_6}. \quad (5.22)$$

Температури випаровування і конденсації у другому і наступних наближеннях знаходяться за рівняннями:

$$t_0 = t_{in1} - \frac{Q_0}{G_{in} c_{in} \eta_0}, \quad (5.23)$$

$$t_k = t_{w1} + \frac{Q_k}{G_w c_w \eta_k}. \quad (5.24)$$

$c_1 - c_6$ – емпіричні коефіцієнти, що враховують конструктивні особливості випарника та конденсатора.

Як відомо, при переході від одного режиму роботи до іншого частина холодопродуктивності ТНУ витрачається на охолодження випарника (якщо t_0 знижується). У тому випадку, коли холодопродуктивність ТНУ збільшується, має місце підвищення t_0 .

Зміна холодопродуктивності враховується рівнянням виду:

$$\Delta Q = M_{\theta} c_{\theta} \Delta T_{\theta}, \quad (5.25)$$

де M_{θ} і c_{θ} – маса і теплоємність випарника;

ΔT_{θ} – зміна температури випаровування.

Аналогічне рівняння можна записати для конденсатора:

$$\Delta Q_{\kappa} = M_{\kappa} c_{\kappa} \Delta T_{\kappa}, \quad (5.26)$$

де M_{κ} і c_{κ} – маса і теплоємність конденсатора;

ΔT_{κ} – зміна температури конденсації.

При заданій теоретичній подачі компресора V_m масова витрата хладону G_{xl} дорівнює:

$$G_{xl} = \frac{V_m \lambda}{v_1}, \quad (5.27)$$

де v_1 – питомий об'єм пари хладону на всмоктуванні в компресор, м³/кг.

За умови ізоентальпійного характеру процесу в регулюючому вентилі ТНУ витрата хладону через дросель визначається за формулою:

$$G_{xl} = \omega f \sqrt{2\rho_{\text{вх}} (P_{\kappa} - P_0)}, \quad (5.28)$$

де f – площа прохідного перетину дроселя, м²;

ω – коефіцієнт витрати;

$\rho_{\text{вх}}$ – густина рідини перед регулюючим вентилям ТНУ, кг/м³;

P_{κ} і P_0 – тиск конденсації і випаровування, кПа.

Коефіцієнт подачі компресора можна представити у вигляді наступного співвідношення:

$$\lambda = \lambda_c \lambda'_w \quad (5.29)$$

де λ_c – коефіцієнт подачі, що враховує вплив «мертвого» простору:

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{P_\kappa}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (5.30)$$

де c – відносна величина «мертвого» простору, що приймається $c = 0,015 - 0,05$; m – показник політропи зворотного розширення з «мертвого» простору, $m = 1,0 - 1,5$.

Коефіцієнт λ'_w у формулі (5.29), що враховує об'ємні втрати, викликані дроселюванням пари в клапанах, підігріванням пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стиснення в порожнину всмоктування, визначається за формулою:

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \Delta T_{nep}^{вс}}{\alpha T_\kappa + \beta \Delta T_{nep}^{вс}}, \quad (5.31)$$

де $\Delta T_{nep}^{вс}$ – сумарний перегрів хладону при всмоктуванні його в компресор;

T_0, T_κ – температура випаровування та конденсації хладону, К;

$\alpha = 1,12; \beta = 0,5$ – коефіцієнти, що враховують вплив робочої речовини.

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = G_{хл} l_{км}, \quad (5.32)$$

де $l_{км}$ – робота стиснення в компресорі:

$$l_{км} = \frac{k}{k-1} P_0 v_{1'} \left[\left(\frac{P_{наг}}{P_{вс}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (5.33)$$

де k – показник адіабати; $P_{вс}$ і $P_{наг}$ – відповідно тиск всмоктування і нагнітання, кПа.

З урахуванням втрат тиску у всмоктуючому $\Delta P_{вс}$ і нагнітальному трубопроводах $\Delta P_{наг}$ і клапанах компресора значення $P_{вс}$ і $P_{наг}$ знаходяться з наступних співвідношень:

$$P_{вс} = P_0 - \Delta P_{вс}, \quad (5.34)$$

$$P_{наг} = P_\kappa + \Delta P_{наг}. \quad (5.35)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}, \quad (5.36)$$

де η_i – індикаторний ККД компресора.

У загальному випадку значення η_i можна визначити, користуючись емпіричною залежністю:

$$\eta_i = \lambda'_w + 0,0025t_0. \quad (5.37)$$

Потужність, споживана електродвигуном компресора з мережі, $N_{ел}$ визначається за формулою:

$$N_{км}^{ел} = \frac{V_m p_{mp}^i + N_{ел}}{\eta_{ел.дв}}, \quad (5.38)$$

де $\eta_{ел.дв}$ – ККД електродвигуна, $\eta_{ел.дв} = 0,85-0,9$;

p_{mp}^i – середній індикаторний тиск тертя, $p_{mp}^i = 30-50$ кПа.

Дійсний коефіцієнт перетворення ТНУ:

$$\mu = \frac{Q_{\kappa}}{N_{км}^{ел}}. \quad (5.39)$$

Коефіцієнт перетворення для всієї послідовно-протитокової схеми з'єднання трьох ТНУ дорівнює:

$$\mu = \frac{\sum_{n=3} Q_{\kappa}}{\sum_{n=3} N_{км} + N_{дон}}, \quad (5.40)$$

де $N_{дон}$ – потужність, що витрачається на привід допоміжного обладнання.

Для перевірки працездатності методики проведено розрахунок режимів роботи ТНУ, що має наступні геометричні та витратні характеристики: $V_m = 0,02$ м³/с; $F_{\kappa} = 3,0$ м²; $F_{\sigma} = 1,6$ м²; $G_{\kappa} = 0,5$ кг/с; $G_{mn} = 0,75$ кг/с. В якості робочої речовини розглядався новий озонобезпечний хладон R245fa.

На рис. 5.19 показана блок – схема розрахунку статичних характеристик ТНУ.

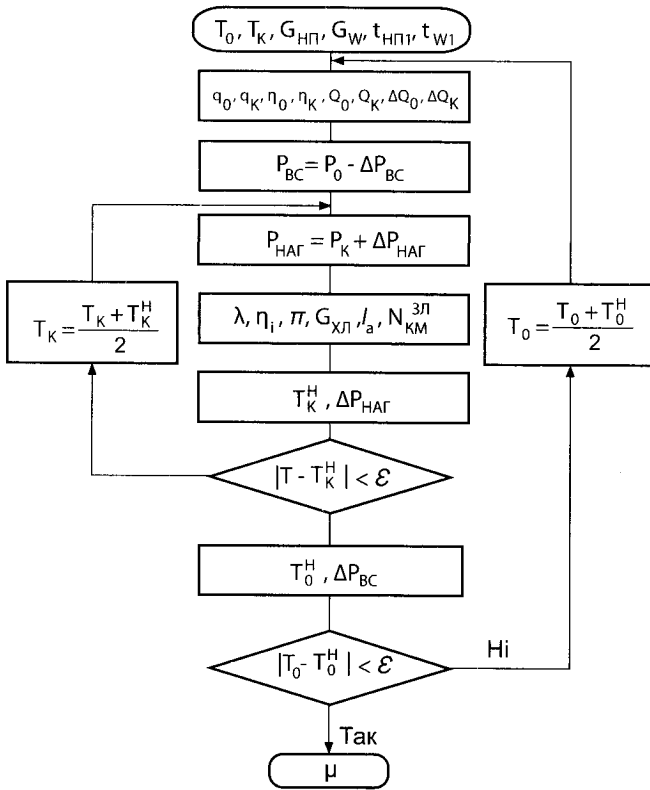


Рис. 5.19. Блок-схема розрахунку статичних характеристик ТНУ

На рис. 5.20 та 5.21 представлені узагальнені залежності для Q_0 і Q_K отримані при різних $t_0, t_K, t_{w2}, t_{\text{НП1}}$. Залежність $\mu = f(t_{\text{НП1}}, t_{w2})$, представлена на рис. 5.22.

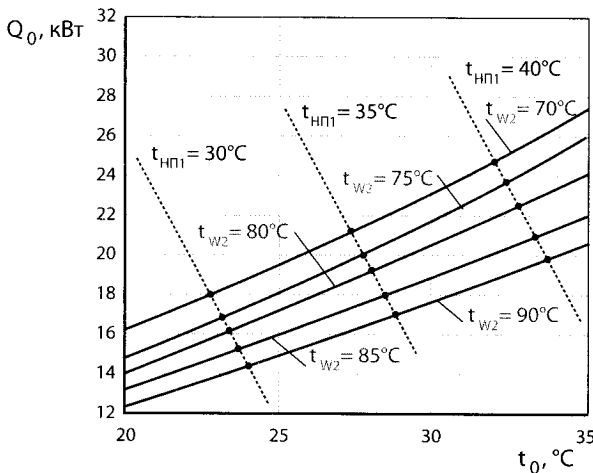


Рис. 5.20. Зміна холодопродуктивності компресора та теплової потужності випарника в залежності від t_0 при різних $t_{\text{НП1}}$ і t_{w2}

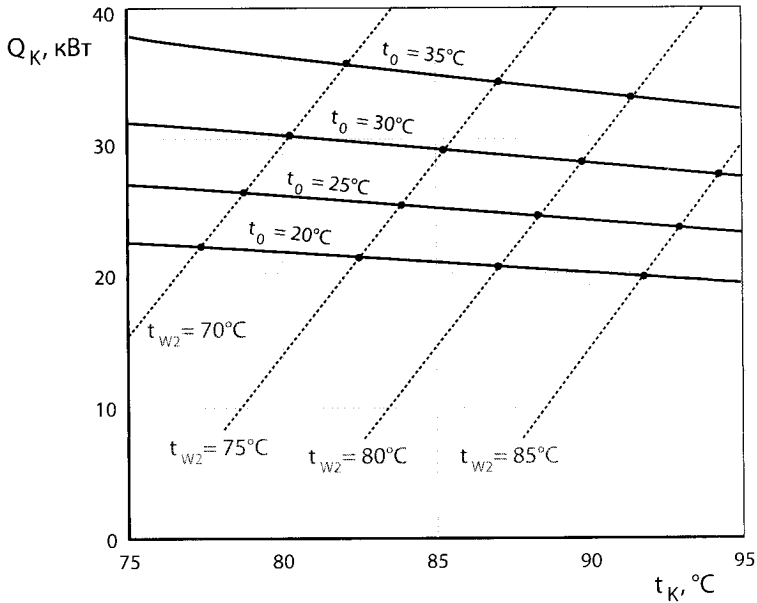


Рис. 5.21. Зміна продуктивності компресора і потужності конденсатора залежно від t_k при різних t_0 і t_{w2}

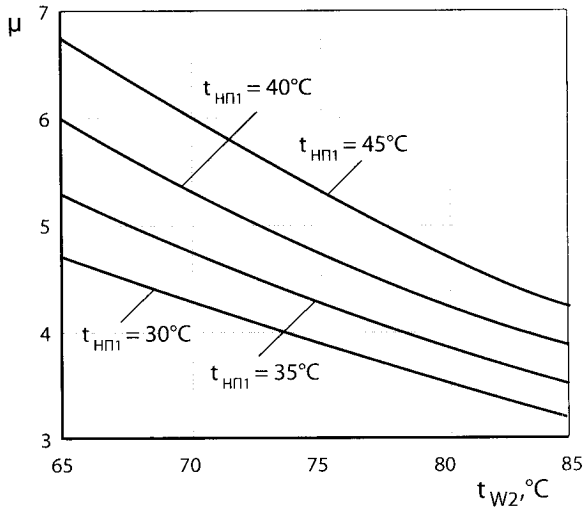


Рис. 5.22. Розрахункова залежність $\mu = f(t_{нп1}, t_{w2})$

Стосовно до розрахунку послідовно-протитокової схеми, що складається з трьох ТНУ, в першому наближенні крім t_0 і t_k також задаються $t_{нп2}$ і t_{w2} , які згодом уточнюються відповідно з тепловими балансами випарників і конденсаторів.

Розрахунок характеристик багатоступеневої ТНУ являє собою узгодження характеристик її окремих елементів. З одного боку, об'ємна продуктивність всіх ступенів повинна дорівнювати витраті хладону, відповідному тепловому навантаженню на випарник. З іншого боку, продуктивність компресора повинна відповідати тому тиску конденсації, яке відповідає теплопродуктивності конденсатора і параметрам теплоносія системи опалення.

Незважаючи на рівність витрат через всі компресори у багатоступеневій схемі, різними є величини питомих обсягів пари на всмоктуванні в кожен компресор. У зв'язку з цим, необхідно узгодити роботу кожної ступені між собою з урахуванням проміжного тиску.

Для триступеневої ТНУ мають місце два рівня проміжних тисків, які ділять діапазон робочих тисків від P_0 до P_k на три ступені стиснення. Перша ступінь від P_0 до P_{np1} , друга ступінь від P_{np1} до P_{np2} , і третя ступінь від P_{np2} до P_k .

Таким чином, можна записати:

$$\frac{P_k}{P_{np2}} = \frac{P_{np2}}{P_{np1}} = \frac{P_{np1}}{P_0} = \sqrt[3]{\frac{P_k}{P_0}}, \quad (5.41)$$

тоді

$$P_{np2} = \sqrt[3]{P_k^2 \cdot P_0}, \quad (5.42)$$

$$P_{np1} = \sqrt[3]{P_k \cdot P_0^2}. \quad (5.43)$$

Коефіцієнт перетворення для триступеневої схеми ТНУ:

$$\mu = \frac{Q_k}{\sum_{n=3} N_{км} + N_{дон}}. \quad (5.44)$$

У табл. 5.4 наведені результати розрахунку потужності приводу компресорів триступеневої ТНУ для наступних геометричних та витратних характеристик: $\Sigma V_T = 0,06 \text{ м}^3/\text{с}$; $F_k = 9,0 \text{ м}^2$; $F_\sigma = 5 \text{ м}^2$; $G_k = 0,5 \text{ кг/с}$; $G_{ин} = 0,75 \text{ кг/с}$.

Таблиця 5.4. Потужність приводу компресорів тріступеневої ТНУ

Ступені компресора	Потужність приводу компресора $N_{\text{ем}}$, кВт			
	$t_{\text{инт}} = 26 \text{ }^\circ\text{C}$			
	$t_{\text{w2}} = 73 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{\text{w2}} = 77 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{\text{w2}} = 83 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{\text{w2}} = 87 \text{ }^\circ\text{C}$
Компресор 1	3,964	4,330	4,703	5,082
Компресор 2	4,179	4,589	5,013	5,453
Компресор 3	4,179	4,672	5,087	5,659
			$t_{\text{инт}} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$	
Компресор 1	3,559	3,916	4,278	4,648
Компресор 2	3,744	4,139	4,548	4,972
Компресор 3	3,726	4,193	4,589	5,129
			$t_{\text{инт}} = 37 \text{ }^\circ\text{C}$	
Компресор 1	3,169	3,515	3,868	4,228
Компресор 2	3,325	3,707	4,101	4,510
Компресор 3	3,296	3,738	4,118	4,626

Аналіз результатів розрахунку показав, що за інших рівних умов чутливість μ до зміни вхідних параметрів геотермальної води і теплоносія системи опалення для тріступеневої схеми ТНУ менше, ніж для послідовно-протитокової схеми. В той же час, середнє значення μ для послідовно-протитокової схеми, а також величина охолодження геотермальної води у винарниках ТНУ більше. Це дозволяє рекомендувати послідовно-протитокову схему ТНУ для об'єктів з низьким дебітом свердловин.

Природні умови більшості геотермальних джерел України практично виключають застосування фонтанної технології, оскільки відомі родовища характеризуються обмеженим запасом природного теплоносія і малими водопритоками в зоні живлення водоносних пластів. У зв'язку з цим, при використанні низькопотенційної теплоти геотермальних вод необхідне улаштування двох свердловин одна видобувна, інша – нагнітальна. Технологія відбирання води з свердловини і нагнітання води в свердловину, включаючи її конструкцію та технологічне обладнання, можуть бути обрані з використанням наявних проектних рішень.

Особливістю роботи всіх геотермальних схем, що мають у своєму складі дуплетну систему свердловин є різко виражений нестационарний характер протікання гідравлічних процесів в початковий період експлуатації системи термоводозабору.

До виходу системи на квазістаціонарний режим роботи на початку відбувається швидке падіння тиску на виході з експлуатаційної свердловини і зростання тиску в нагнітальній свердловині, при цьому істотно змінюється витрата термальної води. Стосовно до ТНУ зміна витрати термальної води призведе до зміни більшості її режимних параметрів, особливо при роботі з послідовно – протитоковою ступеневою схемою. У зв'язку з цим, було визнано за доцільне запропонувати таку конфігурацію технологічної схеми ТНУ, яка дозволила б компенсувати цей недолік.

На рис. 5.23 представлена комбінована схема геотермального теплопостачання з ТНУ, що складається з двох установок. Перша за ходом руху термальної води ТНУ працює за простим одноступеневим циклом, в якому робочою речовиною служить хладон R245fa, друга ТНУ працює за двоступеневим циклом, у схемі якого є проміжний теплообмінник, а хладоном є ізобутан R600a. Випарники в комбінованій схемі поєднані послідовно, конденсатори – паралельно. Принцип роботи комбінованої схеми наступний. Частина термальної води з температурою 42 °С надходить у випарник першої за ходом руху води ТНУ 1, де охолоджується до температури 36 °С, інша її частина, пройшовши модуль водоочищення, надходить до конденсатора ТНУ1, де відбувається її нагрівання до 70 °С, далі вода подається в систему гарячого водопостачання. У випарнику другої за ходом руху термальної води ТНУ 2 відбувається більш глибоке її охолодження, після чого термальна вода надходить у поглинаючу свердловину. У конденсаторі ТНУ 2 здійснюється нагрівання теплоносія системи опалення до температури 85–87 °С.

В ТНУ 2 реалізується двоступеневий цикл, в якому стиснена пара R600a після ступені низького тиску ($Km1$) поступають у проміжний теплообмінник (ПТ), де охолоджуються. В цьому теплообміннику також переохолоджується конденсат після конденсатора K . Для більш повного охолодження перегрітої пари перед компресором $Km2$ в проміжний теплообмінник (ПТ) вприскується частина потоку хладона, яка пройшла процес дроселювання та охолодження в регулюючому вентилі $Dr2$.

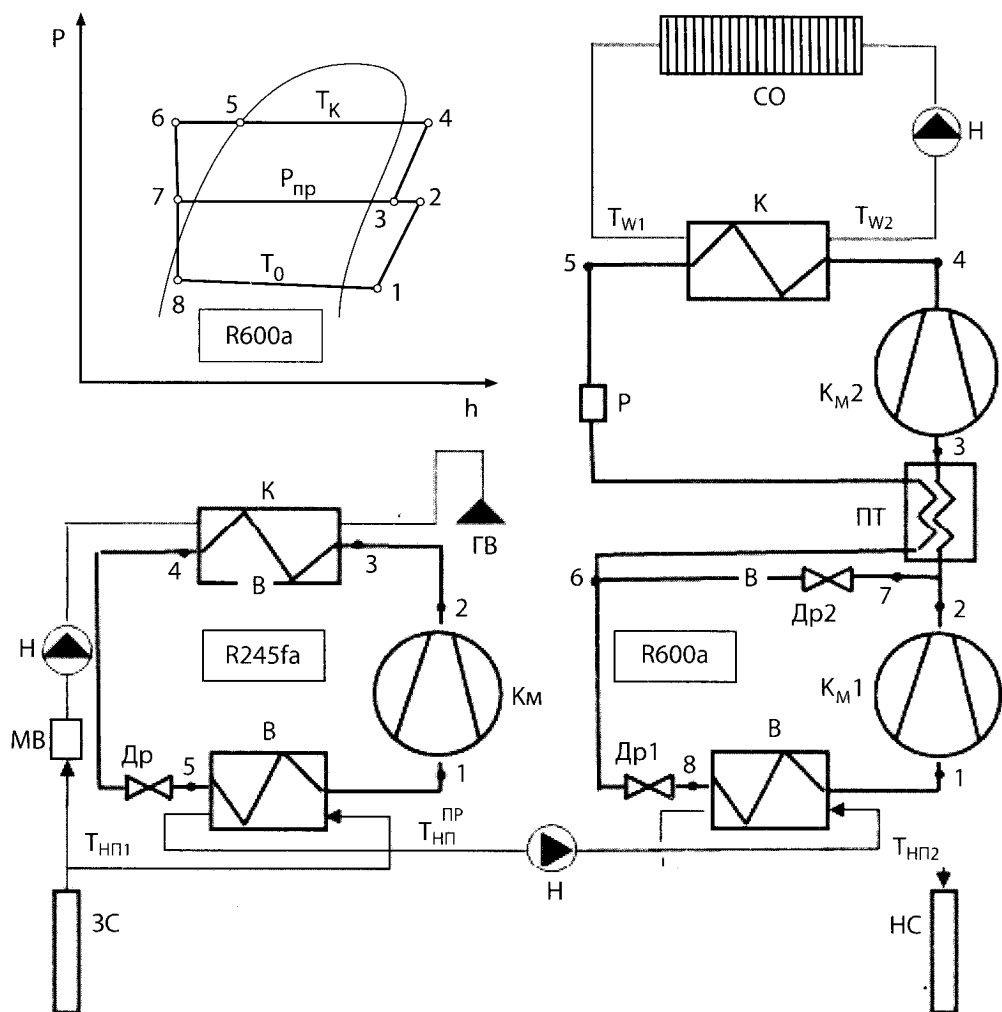


Рис. 5.23. Комбінована схема геотермального теплопостачання з ТНУ і термодинамічний цикл двоступеневої ТНУ з хладоном R600a в P- h діаграмі:
 Км1 – компресор на стороні низького тиску; Км2 – компресор на стороні високого тиску; К – конденсатор; В – випарник; Р – ресивер; ПТ – проміжний теплообмінник;
 Др1, Др2 – дросельні вентилі; МВ – модуль водоочищення; Н – насос; СО – система опалення; ГВ – система гарячого водопостачання; ЗС – забірні свердловина;
 НС – нагнітальна свердловина

При розрахунку термодинамічних параметрів комбінованої схеми приймалися такі вихідні дані. Температурні межі циклу для ТНУ1: $T_0 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_k = 81 \text{ }^\circ\text{C}$; перегрів пари $\Delta T_{\text{пер}} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$; переохолодження $\Delta T_{\text{но}} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$; $Q_0 = 27 \text{ кВт}$; $Q_k = 33,58 \text{ кВт}$. Для ТНУ 2: $T_0 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_k = 95 \text{ }^\circ\text{C}$; переохолодження в конденсаторі

$\Delta T_{\text{нок}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$; проміжний тиск $P_{\text{np}} = 0,871 \text{ МПа}$; температура насичення відповідна проміжному тиску $T_{\text{np}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$; температура охолодження в проміжному теплообміннику $T_{\text{nm}} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$; перегрів пари перед всмоктуванням в *Км1* $\Delta T_{\text{пер1}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; перегрів пари перед всмоктуванням в *Км2* $\Delta T_{\text{пер2}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$. Теплова потужність низькопотенційного джерела $Q_0 = 100 \text{ кВт}$.

Розрахункові характеристики двоступеневої ТНУ представлені в табл. 5.5.

Таблиця 5.5. Характеристики двоступеневої ТНУ

Розрахункові параметри	Значення
Об'ємна продуктивність на ступені низького тиску, кДж/м ³	2 800
Масова витрата хладону на ступені низького тиску, кг/год	1 285
Об'ємна подача компресора на ступені низького тиску, м ³ /год	194,8
Коефіцієнт подачі <i>Км1</i>	0,66
Індикаторний ККД <i>Км1</i>	0,75
Ефективна потужність <i>Км1</i> , кВт	19,9
Об'ємна холодопродуктивність на ступені високого тиску кДж/м ³	4687
Теплова потужність ПТ на ступені низького тиску, кВт	114,24
Об'ємна подача <i>Км2</i> , м ³ /год	117,0
Ефективна потужність <i>Км2</i> , кВт	20,81
Масова витрата через <i>Км2</i> , кг/год	1828
Коефіцієнт подачі <i>Км2</i>	0,75
Індикаторний ККД	0,86
Теплова потужність <i>ПТ</i> на ступені високого тиску, кВт	44,4
Масова витрата після <i>ДР2</i> , кг/год	541
Теплопродуктивність <i>ТНУ</i> , кВт	131
Коефіцієнт перетворення для ступеня низького тиску	5,74
Коефіцієнт перетворення для ступеня високого тиску	6,29
Середній коефіцієнт перетворення ТНУ	6,0

При дослідженні режимів роботи ТНУ найбільш достовірно оцінити їх термодинамічну досконалість можна за допомогою детального аналізу ексергетичних втрат в її елементах.

Відносна величина деструкції ексергії в елементі:

$$\chi = E_{Dk} / \sum E_{Dk} \quad (5.45)$$

де E_{Dk} – деструкція ексергії в розглянутому елементі, кВт;

$\sum E_{Dk}$ – сумарна величина деструкції ексергії в елементах установки, кВт.

Показник зміни підведеної до ТНУ ексергії:

$$\delta = \frac{E_{Dk}}{N_{км} + Q_0 \tau_0}, \quad (5.46)$$

де τ_0 – температурний фактор Карно для випарника.

Ексергетична вага елемента:

$$\xi = \frac{E_{Dk}}{Q_k \tau_k}, \quad (5.47)$$

де τ_k – температурний фактор Карно для конденсатора.

Ексергетичний ККД:

$$\eta_{ex} = \frac{Q_k \tau_k}{N_{км} + Q_0 \tau_0}. \quad (5.48)$$

В табл. 5.6. представлені результати розрахунку деструкції ексергії в елементах ТНУ1 (хладон R245fa) і ТНУ2 (хладон R600a), які входять до складу комбінованої схеми. Для порівняння приведена оцінка термодинамічної досконалості одноступеневої ТНУ з регенеративним теплообмінником (хладон R600a). Розрахунок одноступеневої ТНУ проводився для тієї ж теплопродуктивності і при тих же параметрах на вході та виході з випарника і конденсатора, що і для комбінованої схеми. Параметри хладону, що характеризують стан рівноваги системи з навколишнім середовищем, приймалися при $T_{ис} = 272$ К.

Таблиця 5.6. Результати розрахунку деструкції ексергії

Елемент ТНУ	E_{Dk} , кВт	χ , %	δ , %	ξ , %
Комбінована схема				
ТНУ1 (R245a)				
Випарник	0,178	5,29	1,73	2,57
Компресор	1,24	36,9	12,12	17,94
Електродвигун	0,34	10,0	3,32	4,92
Конденсатор	0,88	26,1	8,6	12,7
Дросель	0,723	21,51	7,06	10,4
ТНУ2 (R600a)				
Випарник	2,69	12,0	5,11	8,56
Компресор 1	2,51	11,2	4,77	7,99
Електродвигун 1	0,99	4,44	1,88	3,14

Елемент ТНУ	$E_{дж}$, кВт	χ , %	δ , %	ξ , %
Проміжний теплообмінник	3,1	13,9	5,89	9,87
Компресор 2	1,37	6,14	2,62	4,39
Електродвигун 2	1,04	4,66	1,97	3,30
Конденсатор	5,9	26,4	11,2	18,7
Дросель 1	3,87	17,3	7,35	12,3
Дросель 2	0,81	3,63	1,55	2,59
Ексергетичний ККД $\eta_{ex} = 0,636$				
Одноступенева ТНУ (R600a)				
Випарник	6,73	15,3	7,67	16,7
Компресор	9,96	22,6	11,35	24,8
Електродвигун	3,52	8,01	4,01	8,76
Регенеративний теплообмінник	1,6	6,4	3,2	8,8
Конденсатор	3,86	8,79	4,4	9,61
Дросель	8,3	18,9	9,46	20,6
Ексергетичний ККД $\eta_{ex} = 0,457$				

Як видно з табл. 5.6, для комбінованої схеми ексергетичний ККД на 28 % більше, ніж для одноступеневої. За абсолютною величиною деструкції ексергії в елементах комбінована схема також має перевагу в порівнянні з одноступеневою. Виняток становлять втрати ексергії в конденсаторі. Для комбінованої схеми вони трохи більше, ніж для одноступеневої схеми. Це можна пояснити більш високим значенням температурного фактора Карно для одноступеневої схеми ($\tau_k = 0,244$) порівняно з комбінованою схемою для якої величина $\tau_k = 0,225$. Слід зазначити, що втрати ексергії в конденсаторі здебільшого залежать від втрат в компресорі і зумовлені самим ходом здійснення термодинамічного циклу. Розрахунок відносних показників χ , δ , ξ дозволив виявити найбільш недосконалі елементи в кожній схемі.

Наведені залежності і запропонована методика розрахунку дають можливість аналізувати різні термодинамічні режими роботи ТНУ, а також підібрати раціональну конфігурацію її технологічної схеми з урахуванням умов експлуатації системи термоводозабору і параметрів теплоносія системи теплопостачання.

5.5.3. Методика аналізу теплових схем ТНУ

Актуальними є роботи, що пов'язані з раціональним проектуванням ТНУ, а також пошуком їх оптимальних схемних рішень та режимів роботи.

На відміну від традиційного теплогенеруючого обладнання, вибір продуктивності ТНУ, головним чином, визначається її здатністю забезпечити необхідні параметри теплоносія у відповідності з річним графіком тривалості сезонного навантаження. Слід зазначити, що опалювальне навантаження, в принципі, є несприятливим для ТНУ з тієї причини, що встановлена потужність ТНУ, яка розрахована на покриття максимального опалювального навантаження, спостерігається рідко. При цьому витрата енергії в опалювальних ТНУ при максимальному навантаженні в 3–4 рази перевищує такий, що має місце при середньому навантаженні.

Відомо, що для більшості регіонів України одноступеневі ТНУ можуть покривати теплове навантаження на опалення при температурах зовнішнього повітря від плюс 8 °С до мінус 5 °С. При зниженні температури зовнішнього повітря нижче мінус 5 °С необхідно переходити до бівалентно-паралельно-альтернативного режиму роботи. У цьому режимі при досягненні температури балансувальної точки змінюється конфігурація технологічної схеми теплопостачання. Після конденсатора ТНУ, теплоносій до необхідних параметрів догріває вже теплогенератор. Тривалість періоду спільної роботи ТНУ і теплогенератора в кліматичних умовах України, як правило, невелика. Вона залежить від рівня теплозахищеності огорожувальних конструкцій будівлі, а також необхідних температур теплоносія в прямій та зворотній магістралі системи опалення, визначених за графіком якісного регулювання. Так, наприклад, при температурі зовнішнього повітря –12 °С, здійснюючи в котлі догрівання теплоносія до плюс 80 °С, на вхід конденсатора ТНУ повинен надходити теплоносій зі зворотньої магістралі системи опалення, який у цей період має температуру близько плюс 60 °С. Для одноступеневих ТНУ, які використовують у якості робочої речовини середньотемпературний хладон, допустима за тиском температура конденсації становить також 60 °С. Таким чином, сконденсувати хладон при високих температурах у зворотній магістралі вже неможливо. Ця обставина сильно звужує область використання бівалентно-паралельно-альтернативної схеми, обмежуючи її лише системами опалення зі значним перепадом температур в прямих та зворотніх магістралях.

Використання в одноступеневих ТНУ високотемпературних хладонів, таких як R245fa, R236fa, R142b, R114, R123/R290, може привести в цілому до зниження питомої теплопродуктивності установки, і, як наслідок цього, до збільшення її масогабаритних характеристик. Крім того, в цьому випадку стає

проблематичним пошук відповідних джерел низькопотенційної теплоти з температурою від 30 до 40 °С, оскільки для отримання високих температур конденсації при ступені стиснення в циклі ТНУ $\pi < 6$ необхідно мати досить високу температуру випаровування. В іншому випадку, якщо вибір температурних меж циклу виявиться таким, що $\pi > 6$, то доцільно переходити до схеми з двоступеневим стисненням. Слід зазначити, якщо об'ємна продуктивність одноступеневого компресора більш ніж на 10 % перевищує сумарну продуктивність при двохступеновому стисненні, то використовувати в умовах експлуатації одноступеневу схему, незважаючи на відносну її простоту, стає економічно недоцільно, оскільки зростає енергоспоживання і вартість обслуговування.

Питання про застосування двоступеневої ТНУ в системах опалення довгий час залишалося без уваги. Раніше вважали, що роль багатоступеневих пароконденсійних термотрансформаторів в опалювальній техніці не настільки велика, як для цілей глибокого охолодження в холодильній техніці. Це ґрунтувалося на тому, що ТНУ працюють при відносно невеликих перепадах між температурами теплоприймача і тепловіддавача, а також тим, що корисним для споживача є тепловий потік у верхній частині циклу, який відводиться при досить великій зміні температур хладону від стану перегрітої пари до стану переохолодженої рідини. Ця обставина дозволяла не використовувати схему з багатоступеневим стисненням, а для розширення температурного діапазону відведення теплоти споживачеві рекомендувалося застосовувати одноступеневу схему з включеним до її складу допоміжним обладнанням (охолоджувач перегрітої пари, переохолоджувач конденсату). Такі рекомендації не зовсім обґрунтовані. Справа в тому, що ефективно використовувати теплоту рідкого хладону, яка отримана за рахунок зовнішнього охолодження конденсату в переохолоджувачі при температурі нижче 50 °С, фактично неможливо, оскільки споживача такої теплоти, як правило, немає. Підігрівання води для гарячого водопостачання може бути забезпечено в обсязі не більше 8 % від загальної кількості теплоти, що відводиться в конденсаторі. Більше того, в переохолоджувач конденсату для ефективного охолодження рідкого хладону слід подавати артезіанську воду при температурі, близькій до температури випаровування хладону, а це не завжди технічно реалізується і є економічно виправданим. Частка ж теплоти знімання перегріву пари в охолоджувачі перегрітої пари становить не більше 10–12 % від загальної кількості відведеної теплоти, що також небагато.

Розширити температурний діапазон роботи ТНУ можна за рахунок застосування послідовно-протитокової схеми компонування одноступеневих агрегатів. Однак, як показали результати розрахунків, така схема чутлива до зміни параметрів на вході в першу за ходом руху теплоносія ТНУ. Нами

запропонована комбінована схема, що поєднує в собі переваги послідовно-протитокової і двоступеневої схем. Ці схеми можуть бути застосовані в геотермальних системах теплопостачання з улаштуванням підземно-циркуляційних систем термоводозабору (ГЦС). При цьому слід зазначити, що обов'язковою умовою їх ефективної експлуатації є забезпечення режиму постійної витрати термальної води, що прокачується через випарники ТНУ. Це може призвести до перевитрати термальної води та погіршення економічних показників усієї геотермальної системи теплопостачання.

Відомо, що режим роботи ГЦС протягом року непостійний. Це пов'язано з таким чинником, як прийомистість нагнітальної свердловини, яка залежить від проникності порід колектора. У початковий період роботи ГЦС відбувається істотне зростання тиску нагнітання і зниження витрати термальної води, закачаної в свердловину. Крім того, режим роботи одноступеневих ТНУ при постійній витраті термальної води через випарник має ряд особливостей. При низьких температурах зовнішнього повітря відбувається зниження теплового навантаження ТНУ, і, відповідно, зменшення глибини охолодження термальної води, що призводить до неефективного спрацьовування температурного перепаду термальної води саме в той період, коли спостерігається максимальне теплоспоживання об'єкта. При підвищенні температури зовнішнього повітря вище балансувальної точки, при якій теплопродуктивність ТНУ максимальна, підтримка постійної витрати термальної води через випарник призведе до того, що елементи ТНУ будуть працювати в нерозрахованому режимі з недоавантаженням. Це вимагає пояснення. Теплоспоживання об'єкта в цей період зменшується, при цьому знижуються температури теплоносія в прямій та зворотній магістралях системи опалення, і, відповідно, зменшується температура конденсації хладону. Однак, при постійній витраті води через випарник відбувається збільшення температури випаровування, і холодопродуктивність ТНУ почне зростати. Таким чином, застосування ГЦС в комплексі з ТНУ вимагає регулювання подачі термальної води у випарник з метою підтримування постійного перепаду температур на вході та виході відповідно до змінної холодопродуктивності залежно від температури зовнішнього повітря. Цьому можуть сприяти двоступеневі ТНУ, для яких параметри циклу менш чутливі до зміни режимних параметрів теплоносія на вході, що дає можливість здійснювати регулювання витрати хладону в залежності від температури зовнішнього повітря.

Нижче наводиться методика вибору схемних рішень та аналізу ефективності двоступеневих ТНУ для геотермальних систем теплопостачання з ГЦС.

В даний час існує більше 20 різного за складом обладнання двоступеневих схем парокомпресійних холодильних машин і теплонасосних установок.

Двоступеневі схеми формуються шляхом включення в контур циркуляції хладону дономіжних елементів і додаткових ліній трубопроводів. Всі ускладнення двоступеневих схем спрямовані на зниження внутрішніх втрат від незворотності в циклі, а саме, на зменшення температури пари в кінці процесу стиснення і збільшення переохолодження рідини перед дроселюванням.

Попередній аналіз показав, що для високотемпературного режиму роботи ТНУ становлять інтерес тільки двоступеневі схеми з неповним проміжним охолодженням, паралельним дроселюванням, які містять економайзер. Схеми з проміжною ємкістю, повним проміжним охолодженням і послідовним дроселюванням, для ТНУ непридатні. Більшість розглянутих нами високотемпературних хладонів (R245fa, R142b, R123, R236fa, R114, R600a, суміш ізобутану з ізопентаном) мають досить крутий характер правої приграничної кривої, тому зі збільшенням температури конденсації параметри пари після компресора другого ступеня для схем з проміжною посудиною можуть перебувати в безпосередній близькості до області вологої пари, що неприпустимо.

Проведемо оцінку впливу структурної складності двоступеневих схем на термодинамічну ефективність циклу. Встановлено, що для діапазону роботи ТНУ при температурі конденсації $T_k = 80\text{--}95\text{ }^\circ\text{C}$ та температурі випаровування $T_o = 10\text{--}25\text{ }^\circ\text{C}$ доцільно використовувати схему з неповним проміжним охолодженням, паралельним дроселюванням і переохолодженням рідини. В якості хладону може бути використаний R123. Критерій складності Таубмана для даної схеми $D = 22$. Застосування більш складної двоступеневої схеми з неповним проміжним охолодженням, паралельним дроселюванням, переохолодженням і вирискуванням рідини у всмоктувальну магістраль ступеня високого тиску ($D = 26$) фактично не позначається на ступені термодинамічної досконалості ТНУ і може бути доцільним тільки для забезпечення експлуатаційної надійності роботи установки.

Вибір в якості робочої речовини R123 обумовлений насамперед досить високою критичною температурою $183,79\text{ }^\circ\text{C}$, а також можливістю оптимізації циклу шляхом регулювання перегрівання, переохолодження, застосуванням економайзера. За рівнем впливу на озоновий шар цей хладон характеризується низькими значеннями $ODP = 0,02$ і $GWP = 93$.

На рис. 5.24 представлена схема геотермального теплонасосного теплопостачання, що включає двоступеневу ТНУ з неповним проміжним охолодженням, паралельним дроселюванням і переохолодженням рідини (Патент України № 91413).

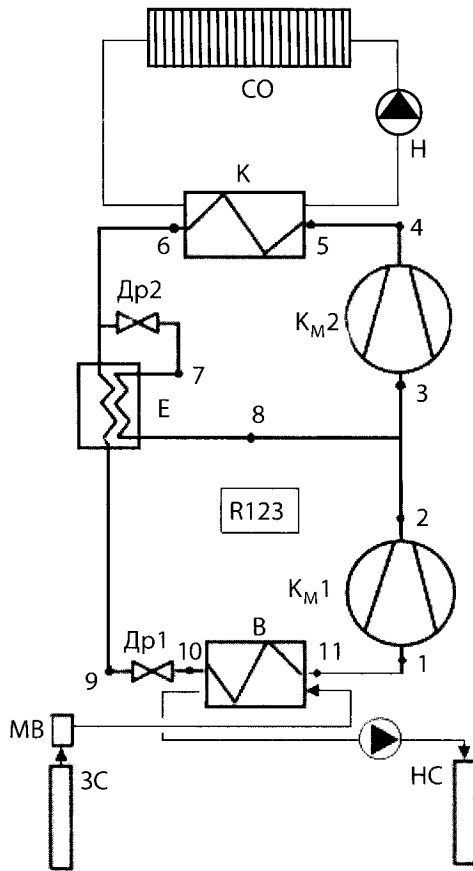


Рис. 5.24. Двоступенева схема ТНУ для геотермального теплопостачання:
 КМ1 – компресор ступеня низького тиску; КМ2 – компресор ступеня високого тиску;
 К – конденсатор; В – випарник; Е – економайзер; ДР1, ДР2 – дросельні вентилі;
 МВ – модуль водоочищення; Н – насос; СО – система опалення; ЗС – забірна
 свердловина; НС – нагнітальна свердловина

У табл. 5.7 представлені характеристики двоступеневої ТНУ в залежності від зміни температури зовнішнього повітря. Теплова потужність системи опалення розраховувалася для кліматичних умов Закарпаття (м. Ужгород). При визначенні енергетичної ефективності ТНУ враховувалося зміна параметрів теплонасосного процесу протягом всього опалювального періоду. Для дослідження термодинамічних режимів ТНУ використовувалася методика розрахунку статичних характеристик, яка була доповнена блоком розрахунку двоступених циклів. Для розрахунку термодинамічних властивостей хладонів використовувалася база даних «Refrigeration utilities».

При розрахунку циклу задавалися величина перегрівання хладону в економайзері $\Delta T_{ек} = T_6 - T_7 = 7 \text{ K}$, мінімальна різниця температур в економайзері $\Delta T_{ек\min} = T_8 - T_6 = 20 \text{ K}$, перегрів пари у випарнику $\Delta T_{пер} = 7 \text{ K}$.

Поверхня випарника $17,38 \text{ м}^2$, поверхня конденсатора $11,59 \text{ м}^2$, тип компресорів – гвинтові з регульованою продуктивністю.

Таблиця 5.7. Результати розрахунків двоступеневої ТНУ

Параметри	Розрахунковий режим				
Температура зовнішнього повітря $t_{ов}$, °С	-15	-10	-5	0	8
Теплопродуктивність Q_k , кВт	95	80,8	68	52	34
Холодопродуктивність Q_0 , кВт	66	57,4	49,5	40	28
Температура теплоносія після ТНУ $t_w^к$, °С	90	83	75	64	49
Температура конденсації t_k , °С	95	90	85	72	58
Температура теплоносія в зворотній магістралі $t_w^{об}$, °С	66,2	63	58	51	40,5
Витрата теплоносія через конденсатор G_k , кг/с	0,954				
Температура термальної води на вході у випарник $t_{вп}$, °С	30	30	30	30	30
Температура термальної води на виході з випарника $t_{вп2}$, °С	22	22	22	22	22
Температура випаровування t_0 , °С	20	20	20	20	20
Витрата термальної води через випарник G_0 , кг/с	1,96	1,71	1,47	1,193	0,835
Потужність приводу компресора низького тиску $N_{кнр}$, кВт	12,8	10,4	8,41	5,62	3,06
Потужність приводу компресора високого тиску $N_{кв2}$, кВт	16,3	12,9	10,2	6,36	3,25
Теплова потужність економайзера $Q_{ек}$, кВт	16,0	11,4	7,87	2,96	0,084
Проміжний тиск, $P_{пр}$, МПа	0,231	0,218	0,206	0,175	0,144
Масова витрата хладону на ступені низького тиску $m_{хл}^{нт}$, кг/с	0,542	0,463	0,393	0,304	0,203
Масова витрата холодоносія на ступені високого тиску $m_{хл}^{вт}$, кг/с	0,655	0,543	0,448	0,324	0,204
Індикаторний ККД компресорів	0,763	0,757	0,750	0,721	0,675
Коефіцієнт перетворення μ	3,27	3,46	3,67	4,34	5,44
Коефіцієнт використання енергії $\mu_{ТНУ}$	3,07	3,26	3,43	4,0	4,75

Достовірно оцінити термодинамічну ефективність процесів у ТНУ можна за допомогою детального аналізу втрат ексергії в її елементах. Нижче представлена

термодинамічна модель для розрахунку втрат ексергії в елементах двоступеневої ТНУ з неповним проміжним охолодженням, паралельним дроселюванням і переохолодженням рідини.

Втрати ексергії у випарнику:

$$E_{Dk}^{Bun} = m_{xl}^{um} (h_{10} - h_{11} - T_{nc} (S_{10} - S_{11})) + Q_0 \tau_0, \quad (5.49)$$

де h, S – ентальпія та ентропія у вузлових точках термодинамічного циклу;

T_{nc} – температура навколишнього середовища;

m_{xl}^{um} – масова витрата холодоносія в ступені низького тиску;

Q_0 – холодопродуктивність ТНУ;

τ_0 – ексергетична температурна функція Карно низькопотенційної теплоти джерела.

Ексергетичні втрати в компресорі ступені низького тиску:

$$E_{Dk}^{Km1} = m_{xl}^{um} T_{nc} (S_2 - S_1). \quad (5.50)$$

Втрати в електродвигуні компресора ступеня низького тиску:

$$E_{Dk}^{El.\delta\epsilon1} = m_{xl}^{um} l_{Km1} (1 - \eta_{em}) / \eta_{em}, \quad (5.51)$$

де l_{Km1} – ізоентропна робота стиснення в компресорі ступеня низького тиску;

η_{em} – електромеханічний ККД компресора.

Втрати ексергії в компресорі ступеня високого тиску:

$$E_{Dk}^{Km2} = m_{xl}^{em} T_{nc} (S_4 - S_3), \quad (5.52)$$

де m_{xl}^{BT} – масова витрата хладону в ступені високого тиску.

Втрати в електродвигуні компресора ступеня високого тиску:

$$E_{Dk}^{El.\delta\epsilon2} = m_{xl}^{em} l_{Km2} (1 - \eta_{em}) / \eta_{em}, \quad (5.53)$$

де l_{Km2} – ізоентропна робота стиснення в компресорі ступеня високого тиску.

Для конденсатора формула для розрахунку втрат ексергії має наступний вигляд:

$$E_{Dk}^{Kond} = m_{xl}^{em} (h_5 - h_6 - T_{nc} (S_5 - S_6)) - Q_k \tau_k, \quad (5.54)$$

де Q_k – теплопродуктивність ТНУ;

τ_k – ексергетична температурна функція Карно приймача теплоти.

Втрати ексергії в економайзері:

$$E_{Dk}^{Екон} = T_{nc} (m_{хл}^{вт} (S_9 - S_6) + m_{хл}^{екон} (S_8 - S_7)), \quad (5.55)$$

де $m_{хл}^{екон}$ – масова витрата хладону в економайзері.

Ексергетична втрата в дросельному вентилі на стороні низького тиску:

$$E_{Dk}^{Др1} = m_{хл}^{вт} T_{nc} (S_{10} - S_9). \quad (5.56)$$

Для дросельного вентиля на боці високого тиску втрати ексергії визначаються за формулою:

$$E_{Dk}^{Др2} = m_{хл}^{екон} T_{nc} (S_7 - S_6) \quad (5.57)$$

Ексергетичний ККД

$$\eta_{екс} = \frac{Q_k \tau_k}{\sum N_{кМ} + Q_0 \tau_0}. \quad (5.58)$$

На рис. 5.25 представлена залежність ексергетичного ККД $\eta_{екс}$ і ексергетичних температурних функцій τ_k і τ_0 від температури зовнішнього повітря $t_{зов}$.

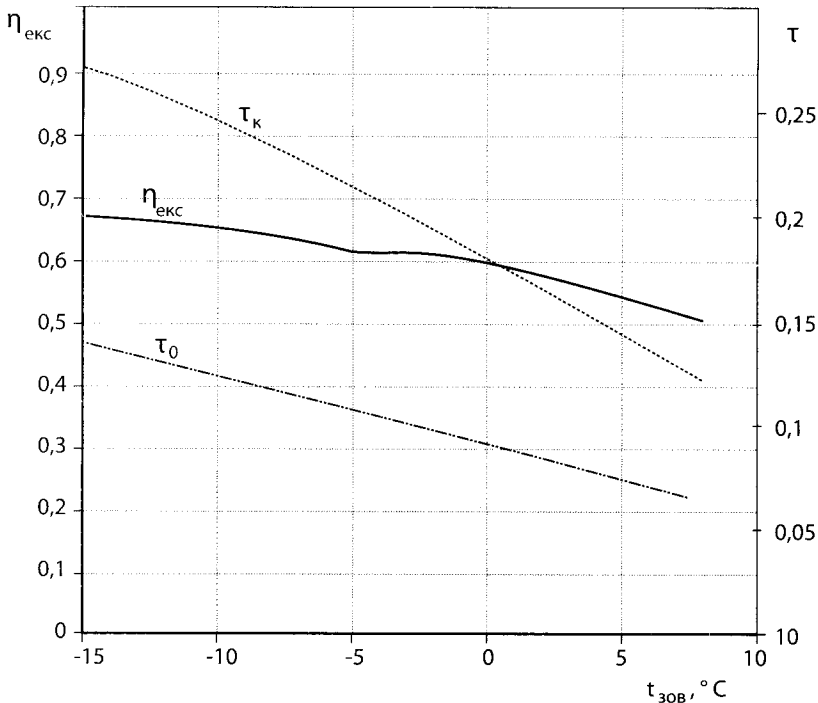


Рис. 5.25. Залежність $\eta_{екс} = f(t_{зов})$ і $\tau = f(t_{зов})$

Як видно з рис. 5.25, ексергетичний ККД $\eta_{екс}$ із збільшенням температури зовнішнього повітря зменшується, що обумовлено зниженням відведеної ексергії в конденсаторі ТНУ, а також внаслідок зменшення величини τ_k . Слід зазначити, що величина τ_0 з підвищенням $t_{зов}$ також зменшується, що відповідно рівняння (8.58) має призвести до збільшення $\eta_{екс}$, однак ступінь впливу τ_0 на $\eta_{екс}$ значно менше, ніж вплив потужності приводу компресора, частка якої в підведеній ексергії істотно більше.

На рис. 5.26 та 5.27 представлені залежності абсолютних E_{Dk} і відносних ексергетичних втрат $\chi = \frac{E_{Dk}}{\sum E_{Dk}}$ в кожному елементі ТНУ від зміни температури зовнішнього повітря.

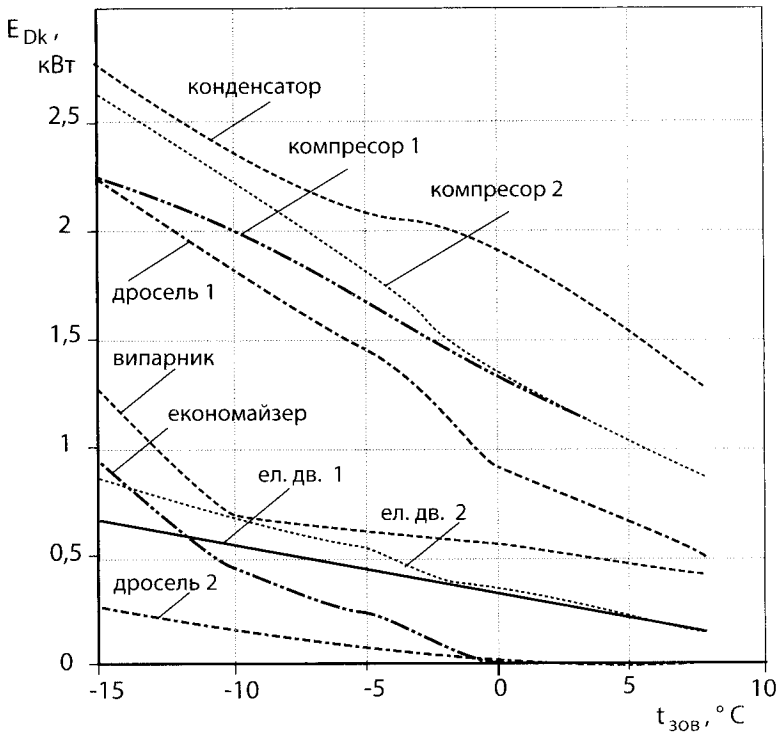


Рис 5.26. Ексергетичні втрати в елементах ТНУ в залежності від температури зовнішнього повітря

Як видно з рис. 5.26, абсолютна величина ексергетичних втрат E_{Dk} у всіх елементах із збільшенням $t_{зов}$ зменшується, що пояснюється необхідним зниженням теплопродуктивності ТНУ. У той же час, характер зміни величини χ , що показує частку втрат ексергії в елементі в загальних втратах, істотно різний для

кожного елемента (рис. 5.27). Необхідно відзначити, що в діапазоні зміни $t_{\text{зов}}$ від мінус 15°C до мінус 5°C істотний вплив на величину χ для випарника і конденсатора надають ексергетичні температурні функції Карно τ_{θ} і τ_{κ} . Зниження величини χ для економайзера обумовлено зниженням його теплового навантаження зі зменшенням температури конденсації до кінця опалювального періоду.

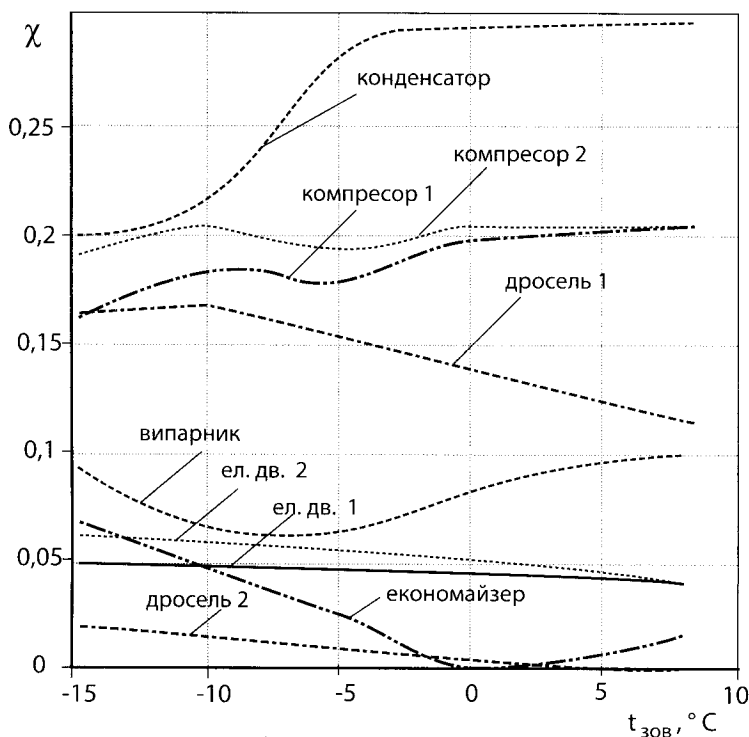


Рис. 5.27. Залежність відносних втрат ексергії в елементах ТНУ від температури зовнішнього повітря

Проведений аналіз термодинамічної ефективності двоступеневої схеми ТНУ з хладоном R123, та неповним проміжним охолодженням, паралельним дроселюванням і переохолодженням рідини показав істотну залежність відносних ексергетичних втрат в елементах ТНУ від зміни температури зовнішнього повітря, що вказує на необхідність вибору оптимальних режимів регулювання витрати термальної води і витрати хладону. У цілому, за енергетичними показниками дана схема ТНУ може бути рекомендована до застосування в геотермальних системах теплопостачання з ГЦС для забезпечення високотемпературного режиму роботи системи опалення.

5.6. ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНІ ТЕПЛОНАСОСНІ УСТАНОВКИ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

В наш час широке впровадження теплонасосних установок в Україні стримується через будівництво нових житлових, адміністративних і громадських будинків з традиційною системою водяного опалення в температурному режимі 95–70 °С. Одноступеневі ТНУ типу «повітря-вода», «вода-вода» з ґрунтовим теплообмінником ефективно починають застосовуватися в низькотемпературному опаленні, в основному, в котеджному будівництві.

Підвищення температури конденсації робочої речовини в ТНУ до 90–95 °С недостатньо ефективно застосовується. При аналізі теплових схем послідовного включення ТНУ, двоступеневих і комбінованих ТНУ вказувалося на нерективність створення установок двоступеневого стиснення і бінарних теплових насосів з двома теплоносіями. У криогенній техніці для досягнення низьких температур використовуються установки з дво- та трикаскадними циклами.

Незважаючи на те, що за кордоном широко застосовується низькотемпературне опалення, наявні потреби і попит на високотемпературні ТНУ обумовлюють завдання їх розробки. В даний час фірми США, Японії, Німеччини освоюють промисловий випуск ТНУ, забезпечуючи нагрівання теплоносія в діапазоні 20–85 °С. Фірма *Rotex* (Німеччина) в 2008–2009 рр. освоїла випуск ТНУ, що характеризуються наступними теплотехнічними параметрами: теплова потужність змінюється від 11 до 16 кВт; коефіцієнт перетворення складає 2,88–3,08; температура випаровування +25 °С; температура конденсації +80 °С; теплоносії в бінарному циклі – хладони R410с і R134а.

При розроблені ТНУ в якості робочих речовин використовуються різні теплоносії – органічні рідини та їх суміші, хладони та їх суміші, аміак і водоаміачні суміші, діоксид вуглецю та інші. Широко застосовуються хладони нового покоління – озонобезпечні хладони. При використанні геотермальної енергії температурний потенціал відпрацьованої геотермальної рідини з температурою 15–30 °С може бути підвищений застосуванням ТНУ. Вибір найбільш ефективних робочих речовин для конкретних температурних інтервалів може бути здійснений шляхом проведення багатоваріантних чисельних досліджень.

5.6.1. Теплова схема каскадної ТНУ

Нижче наведені результати оптимізації термодинамічних параметрів циклів каскадної ТНУ типу «вода-вода» при температурі випаровування 20–25 °С і температурі конденсації 80–95 °С. В якості робочих речовин вивчалися озонобезпечні хладони нового покоління (R134а, R142b, R152а, R227ca, R245fa, R410,

R407c, R404c та інші). Розглядалися різні поєднання робочих речовин в нижньому і верхньому циклах каскадної ТНУ. З розглянутих робочих речовин найбільш докладно вивчалися R134a, R142b, R404a, R407c.

Після підписання Монреальського протоколу з'явилися нові синтезовані озонобезпечні хладони, що представляють собою подвійні, потрійні і чотирьохкомпонентні суміші відомих хладонів.

Безпечні сумішеві композиції засновані на хладонах R22, R124, R152a, R143a, R227ea та інших.

Нові суміші базуються на бінарних композиціях з речовинами, що мають істотно різні температури нормального кипіння, і на потрійних сумішах з проміжними температурами для компонентів. При цьому нові хладони безпечні, нетоксичні і негорючі.

Нові хладони (R404a, R407c, R410) належать до групи гідрофторвуглеців, до складу яких входять молекули водню і фтору.

Хладон R404a (HFC) – неазеотропна суміш (суміш для заміни R22 і R502), з температурним глайдом (мінімальний $\Delta t = 0,5$ K). Склад суміші: R143a – 52 %, R125 – 44 %, R134a – 4 %; критична температура $72,7$ °C (345,15 K); критичний тиск – 3 735 кПа, температура кипіння при атмосферному тиску – $45,8$ °C (227,35 K); озоноруйнівний потенціал (виснаження озонового шару) *ОПІ* (*ODP*) = 0; потенціал глобального парникового ефекту (глобального потепління) за 100 – річний період *GWP100* = 3 800 (щодо CO_2).

Хладон R407c (HFC) – неазеотропна суміш з температурним глайдом. Склад суміші: діфторметан (R32) – 23 %; пентафторетан (R125) – 25 %; тетрафторетан (R134a) – 52 %.

Теплова схема каскадної ТНУ показана на рис. 5.28:

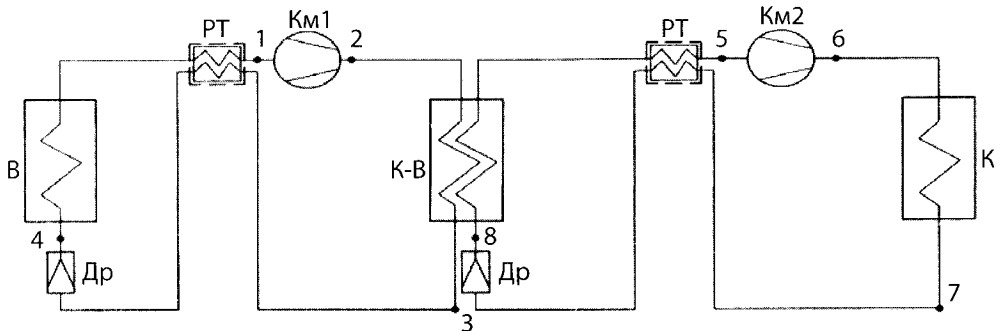


Рис. 5.28. Теплова схема каскадної ТНУ

Цикли каскадної ТНУ показані на рис. 5.29.

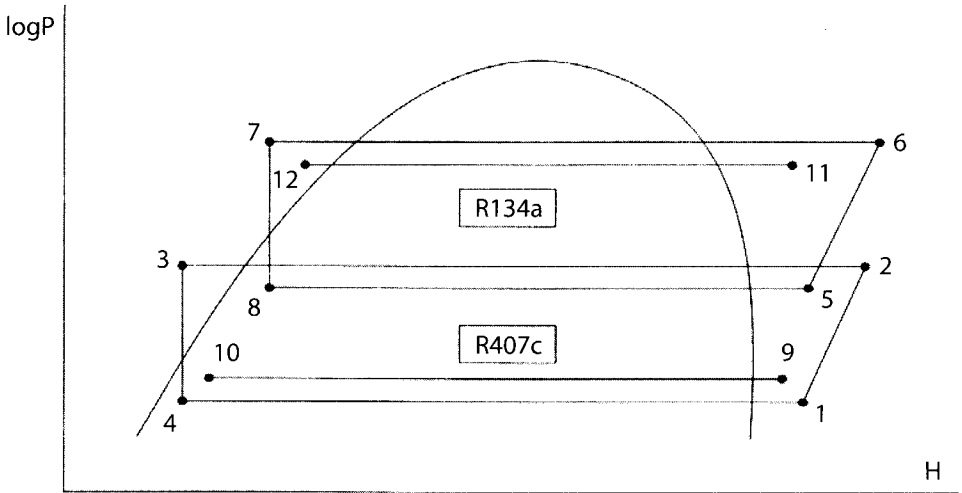


Рис. 5.29. Цикли каскадної ТНУ

Геотермальна рідина охолоджується в процесі 9–10 від температури 35 °С до 26 °С. ТНУ передає теплоту в конденсаторі в процесі 11–12 мережній воді системи тепlopостачання в температурному режимі 95–70 °С. Приймалось, що адиабатичний ККД компресорів дорівнює $\eta_{ad} = 0,80$, а відтворення механічного ККД на електричний ККД приводу дорівнює $\eta_{м.э.} = 0,95$.

5.6.2. Оптимізація термодинамічних параметрів

Результати числових досліджень для вибору раціональних термодинамічних параметрів каскадної ТНУ типу «вода-вода» наводяться нижче.

Значення термодинамічних параметрів каскадної ТНУ (R134a, R407c) наведено в табл. 5.8, 5.9.

Температура у випарнику	I контуру	25 °С
Температура у конденсаторі	II контуру	95 °С
Температура навколишнього середовища		15 °С
$\Delta t_{HEД}$		5 К
ККД компресора		80 %
Робоче тіло	I контуру	R407c
Робоче тіло	II контуру	R134a

Таблиця 5.8. Термодинамічні параметри каскадної ТНУ

Точки циклу	P , кПа	t , °С	V , м ³ /кг	H , кДж/кг	S , кДж/кг·°С	E , кДж/кг
1	1025	25	0,0232	-8865,9640	1,8910	59,93275
2	2991,03	84,727	0,0080	-8834,4206	1,90876	86,36197
3	2991,03	63,566	0,00107	-8979,0242	1,48368	64,24612
4	1025	21,694	0,01034	-8979,0242	1,50971	56,74396
5	1652,7	79,727	0,01370	-8750,2468	1,84223	63,54634
6	3615,32	122,78	0,00601	-8727,4448	1,85670	82,17822
7	3615,32	95,00	0,00127	-8832,7380	1,57494	58,07684
8	1652,7	58,566	0,00731	-8832,7380	1,59572	52,08861

Температура у випарнику	I контуру	25 °С
Температура у конденсаторі	II контуру	80 °С
Температура навколишнього середовища		15 °С
$\Delta t_{\text{пед}}$		5 К
ККД компресора		80 %
Робоче тіло	I контуру	R404a
Робоче тіло	II контуру	R134a

Таблиця 5.9. Термодинамічні параметри каскадної ТНУ

Точки циклу	P , кПа	t , °С	V , м ³ /кг	H , кДж/кг	S , кДж/кг·°С	E , кДж/кг
1	1277,32	25	0,01507	-9020,3469	1,8112791	56,787768
2	2255,53	53,926	0,00811	-9007,1002	1,8194042	67,693215
3	2255,53	47,863	0,0012	-9118,7824	1,4718951	56,145791
4	1277,32	24,630	0,00529	-9118,7824	1,4809	53,551121
5	1114,53	48,926	0,01907	-8774,2500	1,796721	52,657322
6	3277,38	106,214	0,00601	-8745,2800	1,815935	76,090756
7	3277,38	80	0,00104	-8875,3793	1,458207	49,070797
8	1114,53	42,863	0,00815	-8875,3793	1,476889	43,687607

В результаті виконаних числових варіантних розрахунків теплотехнічних параметрів ТНУ було визначено, що оптимальними робочими речовинами в нижньому циклі є хладон R407с, а у верхньому – R134а. Суттєво впливають на значення коефіцієнта перетворення температури випаровування і конденсації, так при $t_{\text{min}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{к}} = 95 \text{ }^\circ\text{C}$, коефіцієнт перетворення дорівнює $\varphi = 2,58$, а при $t_{\text{к}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ $\varphi = 3,44$; значення мінімального перепаду температур у винарнику-конденсаторі, тиск теплоносія на виході з компресора та інші параметри ТНУ.

Результати розрахунку теплотехнічних характеристик ТНУ наступні:

- температура випаровування в нижньому циклі $25 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура випаровування у верхньому циклі $67,4 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура конденсації в нижньому циклі $72,4 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура конденсації у верхньому циклі $104,2 \text{ }^\circ\text{C}$;
- потужність компресора в нижньому циклі $25,7 \text{ кВт}$;
- потужність компресора у верхньому циклі $29,1 \text{ кВт}$;
- холодопродуктивність в нижньому циклі $133,5 \text{ кВт}$;
- теплопродуктивність в нижньому циклі $159,2 \text{ кВт}$;
- холодопродуктивність у верхньому циклі $159,2 \text{ кВт}$;
- теплопродуктивність у верхньому циклі $188,3 \text{ кВт}$.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Скласти технологічну схему бінарної (двоступеневої) геотермальної електричної станції ГеоЕС.

2. Які робочі теплоносії застосовуються в бінарних ГеоЕС?

3. Визначити корисну електричну потужність бінарної ГеоЕС, що виробляється при витраті термальної води $m = 10$ кг/с та температурі 130 °С. Визначити ККД станції. Робочий теплоносій – ізобутан. Параметри циклу наведені в таблиці.

Точки циклу	P , МПа	T , К	v , м ³ /кг	I , МДж/кг
1	1,40	393,15	0,0329	– 2 166,52
2	0,40	360,0	0,1198	– 2 213,60
3	0,40	303,15	0,0018	– 2 445,60
4	1,40	304,50	0,0018	– 2 643,14

*Примітка: тиск перед турбіною 1,9 МПа, в конденсаторі – 0,4 МПа. Витрата ізобутану – 0,5 кг/с.

(Відповідь: 223,5 кВт; 10,3 %)

ЛІТЕРАТУРА

- 5.1. Редько А. О. Рациональные термодинамические параметры циклов багатовступенчатой геотермальной станции. Проблемы машиностроения. – ИМАШ НАНУ, 2010. – Т.13. – №4. – С.76–82.
- 5.2. Di Pippo R. Geothermal Power Plants: Principles, Applications and Case Studies. – Oxford OX51GB. – UK, 2005. – 450 с.
- 5.3. Редько А. О. Методи підвищення ефективності систем геотермального теплопостачання. – Макіївка: ДонНАСА, 2010. – 302 с.
- 5.4. Алхасов А. Б. Геотермальная энергетика: проблемы, ресурсы, технологии. – СПб.: ФИЗМАТЛИТ, 2008. – 376 с.

РОЗДІЛ 6. АВТОНОМНЕ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЧНЕ ВИКОРИСТАННЯ ГЕОТЕРМАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

6.1. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНИХ СТАНЦІЙ

Спостерігається щорічний світовий приріст встановленої потужності геотермальних електростанцій (ГеоЕС) на 10–20 %, а їх сумарна потужність перевищує на сьогодні 8 000 МВт. Ефективне перетворення геотермальної енергії в електричну вимагає створення спеціального енергетичного обладнання. Традиційні енергоустановки на водяній парі (з паровими турбінами на тиск 0,5–0,7 МПа) не придатні через низьку її густину і, відповідно, великі габарити турбіни. При цьому турбіна і конденсатор знаходяться під вакуумом, що викликає корозію обладнання через всмоктування повітря. Застосування низькокиплячих робочих тіл дозволяє зменшити розміри турбіни і запобігти надходженню повітря в робочий контур енергоустановки.

Теплоносій ГеоЕС в бінарному циклі отримує теплоту від геотермальної води (сольового розчину), випаровується, розширюється в турбіні, конденсується і повертається за допомогою живильного насоса у випарник. Бінарні станції знаходять широке застосування. До 2010 р. в 16 країнах в експлуатації знаходилося 155 ГеоЕС, які виробляли 274 МВт енергії, що становило близько 30 % від усіх працюючих ГеоЕС.

При температурі теплоносія 60–150 °С важко побудувати парову енергетичну станцію, яка може мати ефективні економічні параметри. Як показує закордонний досвід, чим нижче температура геотермального джерела, тим більш складнішу технологію необхідно застосувати. Найбільш прості технічні рішення реалізовані в бінарному циклі, теплова схема якого показана на рис. 6.1, а діаграми «тиск – ентальпія ($P - h$)» і «температура-ентропія» на рис. 6.2.

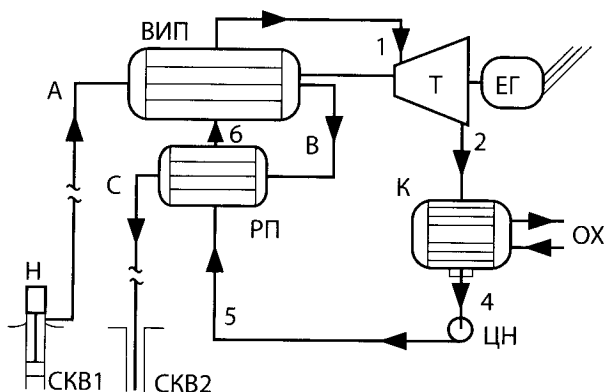


Рис. 6.1. Теплова схема бінарної станції (СКВ1, СКВ2 – відповідно видобувна та нагнітальна свердловина; Н – насос; А-В-С – контур циркуляції геотермальної рідини; ВИП – випарник; Т – турбіна; ЕГ – електрогенератор; К – конденсатор; ОХ – охолоджуюча вода; ЦН – циркуляційний насос; РП – регенеративний підігрівач)

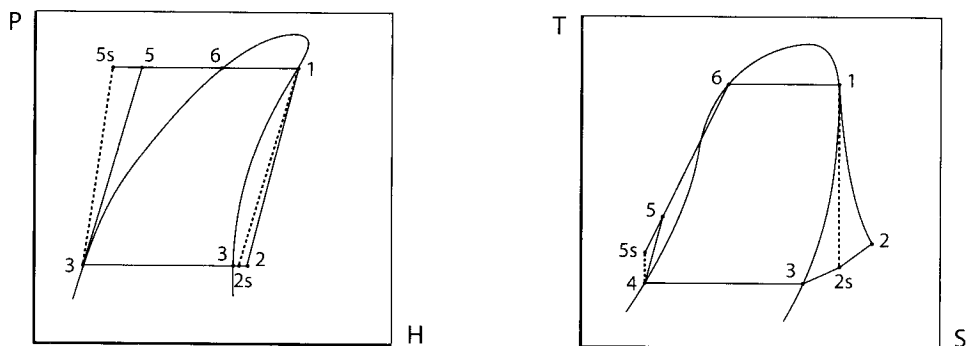


Рис. 6.2. Діаграми «тиск-ентальпія» і «температура-ентропія» бінарного циклу геотермальної станції

Термодинамічну ефективність визначають за допомогою наступних показників. Термодинамічний ККД циклу визначається співвідношенням:

$$\eta_t = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4}, \quad (6.1)$$

де h_i – значення ентальпії в точках циклу.

Ступінь відбирання теплоти від геотермального джерела:

$$\frac{Q}{W} = \frac{1}{\eta_t} - 1, \quad (6.2)$$

де Q – кількість підведеної теплоти в циклі;

W – корисна робота циклу.

6.2. ТЕПЛОФІЗИЧНІ, ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ КРИТЕРІЇ ВИБОРУ РОБОЧОЇ РЕЧОВИНИ БІНАРНИХ СТАНЦІЙ

Вибір робочої речовини має велике значення для ефективної роботи бінарної станції. У той час як існує безліч відповідних робочих речовин, є так само багато обмежень з вибору, які відносяться до термодинамічних властивостей. Також слід враховувати їх вплив на безпеку і на навколишнє середовище, їх токсичність.

Важливою характеристикою робочої речовини для бінарної станції є форма кривої насиченої пари, що зображена в координатах $T-S$ (температура-ентропія) на рис. 6.2. Крива насиченої пари для води має позитивне відхилення, а деякі вуглеводні та хладони показують негативне відхилення лінії насиченої пари.

Процеси розширення пари в турбіні в циклі Ренкіна показані кривими 1–2 і 1–2s. Для деяких робочих речовин процес розширення пари переходить від лінії насиченої пари в область перегріву (1–2). Для води потрібне значне перегрівання пари, щоб уникнути вологості у вихідній парі турбіни (стан 2).

Оптимізуючи параметри циклу, для різних робочих речовин, і оцінюючи ефективність циклу можна підібрати робочу речовину.

Суттєво впливають значення термодинамічних параметрів пари робочої речовини в процесах розширення.

Густина пари низькокиплячої речовини значно вище густини водяної пари при тій же температурі, що забезпечує більш високе питоме вироблення електроенергії, меншу масу і габарити енергоустановки.

Робоча речовина більш ефективна, якщо має низький коефіцієнт динамічної в'язкості, що приводить до зменшення гідравлічних втрат, а також високий коефіцієнт теплопровідності, що приводить до підвищення теплообміну.

При виборі робочої речовини бінарної станції визначальним є величина питомого вироблення електроенергії (на 1 кг/с геотермальної рідини), тому ефективність перетворення теплоти залежить в основному від теплофізичних і термодинамічних властивостей робочої речовини, характеру їх зміни при підведенні і відведенні теплоти, стисненні і розширенні в енергетичному обладнанні.

Суттєво впливає на термодинамічну ефективність циклу відношення температури підведення теплоти у випарнику до $T_{кр}$ робочої речовини (тобто $T_s/T_{кр}$) і значення теплоти випаровування, а також само значення температури і теплоти конденсації.

Органічні робочі речовини мають значення критичної температури і тиску набагато нижчі, ніж для води, що дозволяє в заданому температурному діапазоні реалізувати надкритичні цикли. При цьому досягається краще співвідношення

між кривою охолодження геотермальної рідини і лінією нагрівання робочої рідини, знижуються термодинамічні втрати в теплообмінниках.

В даний час для підвищення термодинамічної ефективності бінарних енергетичних станцій застосовуються суміші робочих речовин. Зокрема термодинамічні властивості суміші 90 % – $i - C_4H_{10}$ і 10 % – $i - C_5H_{12}$ були рекомендовані національним бюро стандартів США для вибору робочої речовини бінарної експериментальної станції в Гебер (Невер, 1980 р.) потужністю 70 МВт. Суміші випаровуються і конденсуються на відміну від чистих рідин при змінній температурі, тому процеси випаровування при надкритичному тиску для сумішей термодинамічно більш ефективні, ніж процеси для чистих рідин.

В даний час за кордоном приділяється велика увага створенню турбоустановок що працюють на неазеотропних сумішах, кипіння і конденсація яких відбувається при змінних температурах (Калина цикл). Змінюючи в широкому діапазоні склад сумішей, можна отримати властивості, які в заданих параметрах циклу можуть забезпечити найвищу ефективність енергоустановки.

Застосування водоаміачної суміші також дозволяє підвищити ефективність перетворення геотермальної енергії та оптимізувати цикл в результаті зміни властивостей суміші.

У першому наближенні масові та габаритні параметри турбіни визначають її вартість, а величина вартості може бути оцінена за площею перерізу вихідного патрубку з турбіни:

$$F = (W / (h_1 - h_2)) \cdot (v_2 / k\alpha_2), \quad (6.3)$$

де W – потужність турбіни; h_1, h_2 – значення ентальпії в процесі розширення пари; v_2 – питомий об'єм пари в процесі розширення; k – коефіцієнт; α_2 – швидкість звуку в рідині (парі) на виході з турбіни.

Швидкість звуку в стиснутому середовищі в адіабатному процесі визначається як:

$$\alpha = \left(\frac{dP}{d\rho} \right)_{S=const}^{1/2}. \quad (6.4)$$

Швидкість звуку можна приблизно визначити за таблицями параметрів циклу, використовуючи кінцеві різниці зміни тиску і густини (питомого об'єму):

$$a \approx \left(\frac{\Delta P}{\Delta \rho} \right)_{S=const}^{1/2} = \left(\frac{\Delta P}{\Delta(1/\nu)} \right)_{S=const}^{1/2}. \quad (6.5)$$

Визначаючи зміну енергії та швидкість звуку на виході з турбіни можна визначити відносні площі поперечного перерізу, і таким чином, порівняльні розміри турбін.

В табл. 6.1. наведено порівняльні розміри турбін для деяких робочих речовин. Як видно турбіна для аміаку має найменші розміри.

Таблиця 6.1. Порівняльні розміри турбін*

Робоча речовина	Молекулярна маса	Порівняльна площа виходу пари
аміак	17,03	1,0
пропан	44,09	2,3
і-бутан	58,12	4,1
п-бутан	58,12	5,5
і-пентан	72,15	12,2
п-пентан	72,15	14,6

При виборі робочої речовини бінарної енергетичної установки повинні розглядатися проблеми захисту навколишнього середовища, безпеки та впливу на здоров'я. Ці проблеми визначаються наступними параметрами: займістість, токсичність, можливість впливу на озон (*ODP*) та ймовірність впливу на всесвітнє потепління (*GWP*).

ODP прийнято за 1,0 для хладонів R-11 і R-12, які найбільш жорсткі з цієї точки зору, *GWP* прийнято за 1,0 для двоокису вуглецю. В табл. 6.2 наведені екологічні характеристики деяких робочих речовин.

Таблиця 6.2. Екологічні характеристики речовин

Речовина	Формула	Токсичність	Горючість	ODP	GWP
R12	CCl_2F_2	не токсичний	не горючий	1,0	4,5
R114	$\text{C}_2\text{Cl}_2\text{F}_4$	не токсичний	не горючий	0,7	5,85
пропан	C_3H_8	низька	дуже висока	0	3,0
і-бутан	$i\text{-C}_4\text{H}_{10}$	низька	дуже висока	0	3,0
п-бутан	C_4H_{10}	низька	дуже висока	0	3,0
і-пентан	$i\text{-C}_5\text{H}_{12}$	низька	дуже висока	0	3,0
п-пентан	C_5H_{12}	низька	дуже висока	0	3,0
амміак	NH_3	токсичний	низька	0	0
вода	H_2O	не токсичний	–	0	–

Вплив вуглеводнів на глобальне потепління відбувається в основному через вуглекислий газ, який є побічним продуктом їх розщеплення. Всі гідрокарбонатні

* Температура на вході в турбіну 400 К, пар насичений, перегрітий для NH_3 , C_3H_8 , температура конденсації 320 К.

робочі речовини горючі і необхідно протипожежне обладнання з цієї точки зору більш посилене порівняно з потребами будь-якої іншої енергетичної станції.

Вимоги Монреальського протоколу (1966 р.) ініціювали пошуки озонобезпечних робочих речовин. З'явилися перехідні хладони. Більшість перехідних агентів являють собою бінарні, потрійні і чотирьохкомпонентні суміші відомих хладонів. Безпечні сумішеві композиції засновані в основному на хладагентах R125, R32, R134a, R143a (табл. 6.3).

Таблиця 6.3. Екологічні характеристики хладонів

Хладон	Компоненти и склад, %	GWP	t_{sp} , °C
R404a	R125/R134a/R143a(44/4/52)	3260	-46,5
R407a	R32/R125/R134a(20/40/40)	1770	-45,5
R407в	R32/R125/R134a(10/70/20)	2285	-47,3
R407с	R32/R125R134a(23/25/52)	1525	-44,0
R410a	R32/R125(50/50)	1725	-52,7
R410в	R32/R125(45/55)	1490	-51,8
R413a	R134a/R218/R600a	1770	-35,0

Серед неазеотропних сумішей представляють інтерес композиції: аміак і діоксид вуглецю, діоксид вуглецю і вуглеводні, синтетичні хладони і вуглеводні та ін. Після підписання Кіотського протоколу (1997 р.) стало виключно актуальним питання про застосування натуральних робочих речовин: аміаку, діоксиду вуглецю, води і водоаміачної суміші, вуглеводнів.

Величина *GWP* (*Global Warming Potential*) характеризує парниковий ефект, але енергоефективність установок може надати більш відчутний вплив на клімат Землі, ніж прямі викиди робочих речовин. Для ефективної оцінки введений так званий загальний коефіцієнт еквівалентного потепління *TEWI*:

$$TEWI = GWP \cdot M + \alpha B, \quad (6.6)$$

де *M* – маса робочої речовини, що витікає – емісія, кг; α – маса діоксиду вуглецю, що виділяється у виробництві 1 кВт · год. електроенергії, кг CO₂/кВт · год; *B* – кількість енергії, яка споживана установкою за час експлуатації, кВт · год.

Коефіцієнт утилізації циклу енергетичної станції, який визначається як відношення дійсної енергії станції до максимальної енергії, яку можна отримати від геотермального теплоносія:

$$\eta_y = \frac{W}{m_T \left[(h_T - h_0) - T_0 (S_T - S_0) \right]}, \quad (6.7)$$

де W – потужність енергетичної станції, кВт; m_t – масова витрата геотермальної води, кг/с; T_0 – температура охолоджуючої води в конденсаторі або температура мокрого термометра при охолодженні атмосферним повітрям в градирні, К; h_0, S_0 – значення ентальпії, кДж/кг і ентропії, кДж/(кг · К), геотермального теплоносія, що визначається при тиску і температурі мокрого термометра атмосферного повітря; i_T, S_T – значення ентальпії, кДж/кг, і ентропії, кДж/(кг · К) геотермального теплоносія при тиску і температурі при вході в теплообмінник – випарник.

6.3. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПАРАМЕТРИ БІНАРНОЇ ГЕОТЕРМАЛЬНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ СТАНЦІЇ

6.3.1. Докритичні цикли на хладачах та їх сумішах

Як вказувалося раніше, на даний час з'явилися екологічно безпечні – озонобезпечні речовини нового покоління – хладачі етанового, пропанового і бутанового рядів (табл. 6.4).

Таблиця 6.4. Молекулярні та теплофізичні характеристики робочих речовин

Речовина	Мольна маса	$t_s, ^\circ\text{C}$	$t_{sp}, ^\circ\text{C}$	P_{sp} , бар
R12	120,91	-29,74	112,0	41,19
R13	104,46	-81,5	28,80	38,78
R13в1	148,91	-57,7	67,0	39,64
R22	86,5	-40,9	96,0	49,77
R114	170,9	3,6	145,8	32,7
R134a	102,03	-26,5	101,1	40,60
R142в	100,495	-9,2	136,8	41,50
R143a	84,04	-47,60	73,10	37,60
R152a	66,05	-24,55	113,50	44,91
R218	188,02	-36,8	71,9	26,77
R318	200,03	-6	115,22	27,78

Наявність регенеративного теплообмінника, в якому теплота геотермальної води на виході з випарника (або пара з турбіни) відводиться на підігрівання низькотемпературного теплоносія перед випарником, забезпечує зниження теплового навантаження, як випарника, так і конденсатора. Раціональне використання енергії геотермальної води вимагає розробки оптимальної теплової схеми

і визначення оптимальних параметрів циклу енергоустановки. У цілому оптимальні техніко-економічні параметри двоконтурної ГеоЕС можуть бути отримані на основі аналізу та оптимізації сукупності термодинамічних, технологічних, геолого-гідрологічних та інших впливаючих параметрів. Як показують результати виконаних досліджень, отримання максимальної корисної електричної потужності досягається збільшенням витрати геотермальної води, що циркулює в геотермальній циркуляційній системі, та оптимізацією термодинамічних параметрів циклу вторинного контуру. Процес розширення пари в турбіні розглядався як адіабатичний. Розрахунок розширення пари в політропному процесі пов'язаний в основному з технічною досконалістю технологічного устаткування.

Нижче наведені розрахункові залежності для елементів обладнання ГеоЕС.

• *Насос*. Потужність насоса визначається залежністю:

$$N = \frac{[(P_{вих} - P_{вх}) m_p]}{\rho_p \cdot \eta_H}, \quad (6.8)$$

де $P_{вих}$, $P_{вх}$ – тиск на виході і на вході насоса; m_p – витрата рідини; ρ_p – густина рідини; η_H – адіабатичний коефіцієнт корисної дії насоса.

Для розрахунку температури рідини на виході з насоса використовується співвідношення:

$$N = m_p [h_{вих}(P_{вих}, T_{вих}) - h_{вх}(P_{вх}, T_{вх})], \quad (6.9)$$

де h – ентальпія рідини при заданому тиску P і температурі T .

• *Турбіна*. Розрахунок турбін здійснюється за адіабатною моделлю. У якості вихідних даних використовуються тиск і температура потоку на вході в турбіну, тиск на виході з турбіни, витрата робочого тіла і коефіцієнт корисної дії турбіни.

Ентальпія ідеального процесу розширення визначається з умови адіабатного розширення потоку:

$$h_{id, вих} = h(P_{вих}, T_{вих}), \quad (6.10)$$

Тоді потужність, що отримується в ідеальній турбіні при адіабатному процесі розширення:

$$N_{id} = [h_{id, вих} - h(P_{вх}, T_{вх})] m_T, \quad (6.11)$$

де m_T – витрата пари через турбіну.

Корисна потужність, що знімається з вала турбіни:

$$N_K = N_{id} \cdot \eta_T, \tag{6.12}$$

де η_T – адиабатичний коефіцієнт корисної дії турбіни.

Ентальпія на виході з турбіни в реальному процесі (з урахуванням втрат) визначається як:

$$h(P_{вих}, T_{вих}) = h(P_{вх}, T_{вх}) - (N_K / m_T), \tag{6.13}$$

що дає можливість розрахувати температуру пари на виході з турбіни.

• *Протитоковий теплообмінник.* Для визначення параметрів у протитоковому теплообміннику в нашій постановці завдання (тобто без урахування гідравлічних втрат в проточній частині та теплових втрат в навколишнє середовище) використовується система з трьох рівнянь:

$$\begin{cases} Q = m_z [i(T_{zвх}) - i(T_{zвих})] \\ Q = m_x [i(T_{xвх}) - i(T_{xвих})], \\ Q = k \cdot F \cdot \Delta T \end{cases} \tag{6.14}$$

де m_z, m_x – масова витрата гарячого і холодного теплоносіїв;

$T_{zвх}, T_{zвих}, T_{xвх}, T_{xвих}$ – температури відповідно на вході і на виході гарячого, холодного теплоносіїв;

F – площа теплообмінної поверхні;

k – середній коефіцієнт теплопередачі теплообмінника, приймається з літературних джерел;

ΔT – середнє значення різниці температур теплоносіїв в теплообміннику.

Для знаходження величини середнього значення температурного перепаду теплообмінника використовується наступне співвідношення:

$$\Delta T = \frac{[(T_{zвх} - T_{xвих}) - (T_{zвих} - T_{xвх})]}{\ln \frac{T_{zвх} - T_{xвих}}{T_{zвих} - T_{xвх}}}. \tag{6.15}$$

Зважаючи на складність теплообмінних процесів, що відбуваються в теплообміннику, з метою підвищення точності розрахунків за рахунок завдання відповідного значення k , а також забезпечення завдання різниці температури теплоносіїв у пінч-точці (точці мінімального температурного перепаду), теплообмінник умовно розбивається на ділянки з фазовими переходами і без них.

Розрахунки термодинамічних параметрів циклу Ренкіна виконувалися за таких умов:

- адіабатний ККД турбіни – 0,70–0,80;
- ККД насоса – 0,75–0,80;
- температура навколишнього середовища + 15; 20; 25 °С.
- $\Delta T_{\text{тед}} = 5, 10, 15 \text{ К}$ – недорекуперація в регенеративному теплообміннику і випарнику (мінімальна різниця температур між геотермальною водою і робочою речовиною).

Тиск на виході з турбіни визначається за умови насиченого стану робочої речовини. На вході в турбіну тиск визначається за значенням температури, а на виході з випарника підбирається максимально можливий тиск, при якому потік пари на виході з турбіни буде однофазним.

Значення питомої електричної потужності для різних хладонів та їх сумішей наведено в табл. 6.5 і 6.6.

Таблиця 6.5. Значення питомої електричної потужності*

Теплоносії	Параметр					
	P_p , кПа	** t_B , °С	$t_{\text{вх}}$, °С	N , кВт/(кг/с)	m , кг/с	ККД циклу
хладон R12	2200	74,47	68,48	25,58	1,44	0,094
хладон R13b1*	5000	–	40,64	34,10	3,56	0,087
хладон R22	2500	61,16	55,28	24,73	1,35	0,073
хладон R22*	5000	–	39,0	43,37	1,90	0,010
хладон R114	866	76,88	70,54	23,40	1,38	0,089
хладон R134a	3800	97,65	71,88	27,99	1,10	0,019
хладон R134a *	5000	–	38,52	43,87	1,95	0,011
хладон R142b	1263	75,22	70,18	24,44	0,94	0,092
хладон R143a	3500	69,56	41,70	29,89	1,60	0,077
хладон R143a *	5000	–	40,42	35,95	1,79	0,091
хладон R152a	2175	77,03	69,16	26,02	0,73	0,097
хладон R218	5000	–	40,79	32,76	3,11	0,084
хладон R318	1500	84,97	69,48	22,79	1,51	0,086
изобутан	1400	81,98	75,86	22,35	0,50	0,010

* Надкритичний цикл; температура теплоносія у вторинному контурі $t_{\text{вх}} = 130 \text{ °С}$; $t_{\text{вс}} = 15 \text{ °С}$

** Температура геотермальної води на виході з регенерального теплообмінника

Таблиця 6.6. Значення питомої електричної потужності

Теплоносії	P_B , кПа	t_B , °C	Параметр			
			t_{av} , °C	N , кВт/(кг/с)	m , кг/с	ККД циклу
20 %R12 + 80 % R142В	1 452,5	76,27–77,59	62,73	29,87	1,096	0,010
10 %R12 + 90 % R142В	1 370,0	76,20–76,95	62,97	29,95	1,051	0,010
30 %R12 + 70 % R142В	1 575,0	76,76–78,47	62,82	29,87	1,14	0,010
70 %R12 + 30 % R142В	1 925,0	77,61–79,23	61,90	30,52	1,35	0,010
80 %R12 + 20 % R142В	2 034,0	78,04–79,26	61,73	30,86	1,41	0,010
90 %R12 + 10 % R142В	2 155,0	78,67–79,34	61,63	31,29	1,47	0,010

При підвищенні температури геотермальної води збільшиться вироблення електричної потужності ГеоЕС (рис. 6.3)

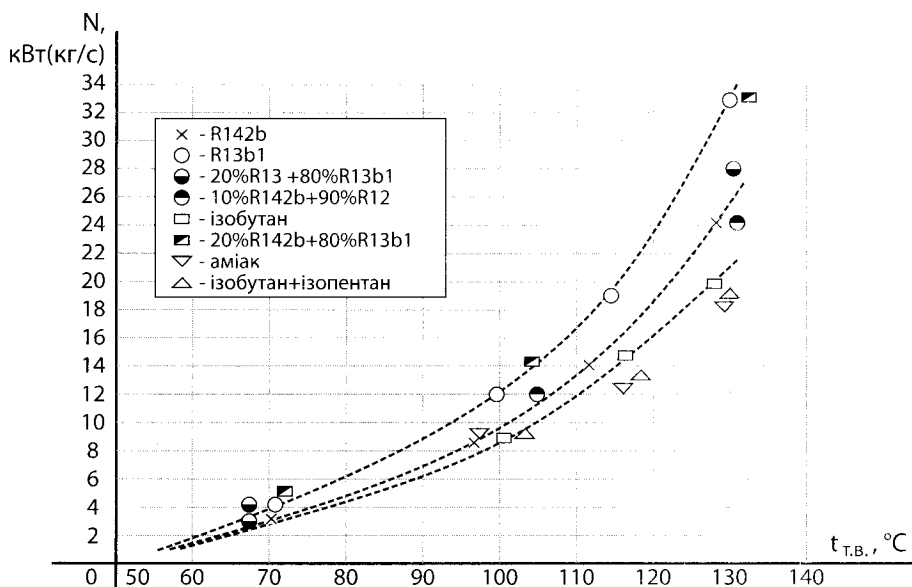


Рис. 6.3. Залежність питомої електричної потужності ГеоЕС від температури геотермальної води

Значення питомої електричної потужності при температурі геотермальної води 70 °C для досліджуваних робочих тіл – хладонів і їх сумішей складає близько 3,2–3,3 кВт/(кг/с), при температурі 130 °C – (29,8–31,3 кВт/(кг/с). Результати були узагальнені у вигляді апроксимаційних залежностей.

Питома електрична потужність N , кВт/(кг/с), при температурі геотермальної води, $t_{g.m.} = 70$ °C (робоча речовина – суміш R12/R142В):

$$N = a_0 + a_1 \Delta T_{HEД} + a_2 X_{R12} + a_3 T_{H.C.}, \quad (6.16)$$

де $a_0 = 10,068$; $a_1 = -0,37994$; $a_2 = 0,043654$; X_{R12} – концентрація хладону R12 в суміші;

$T_{H.C.}$ – температура навколишнього середовища, K.

Питома електрична потужність N , кВт/(кг/с), при температурі геотермальної води $t_{a.m.} = 130$ °C:

$$N = 43,72 - 1,0998\Delta T_{HEД} + 1,1833X_{R12} - 0,5714T_{H.C.} \quad (6.17)$$

Оптимальний тиск у випарнику, відповідний максимальній питомій потужності при температурі геотермальної води 70 °C:

$$P = 434,02 - 0,39092\Delta t_{HEД} + 462,5X_{R12} + 8,7916T_{H.C.}, \text{ кПа} \quad (6.18)$$

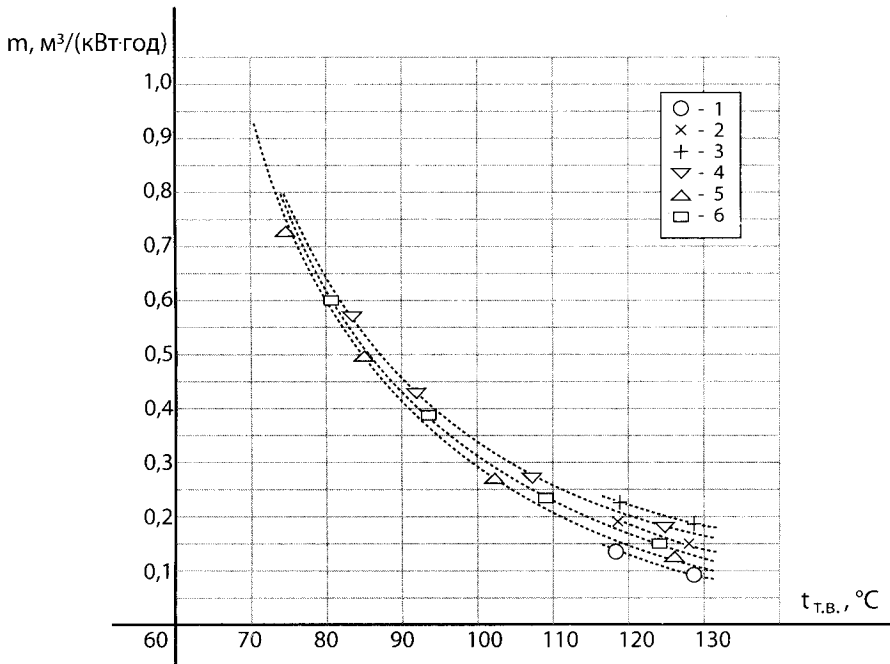


Рис. 6.4. Залежність витрати геотермальної води від температури для різних робочих речовин: 1 – ізобутан ($t_k = 7$ °C, $\Delta t_{min} = 10$ K), 2 – ізобутан ($t_k = 30$ °C, $\Delta t_{min} = 10$ K), 3 – ізобутан ($t_k = 30$ °C, $\Delta t_{min} = 20$ K), 4 – R142b ($t_k = 25$ °C, $\Delta t_{min} = 10$ K); 5 – R13b1 ($t_k = 25$ °C, $\Delta t_{min} = 10$ K); 6 – 20 % R142b + 80 % R13b1 ($t_k = 25$ °C, $\Delta t_{min} = 10$ K)

Оптимальний тиск у випарнику при температурі геотермальної води 130 °C:

$$P = 1061,5 + 932,7\Delta t_{HEД} - 6,3582X_{R12} + 16,608T_{H.C.}, \text{ кПа} \quad (6.19)$$

де X_{R12} – концентрація хладону R12; $\Delta t_{HEД}$ – мінімальний перепад температури,

K ; $T_{н.с.}$ – температура навколишнього середовища, K .

Результати розрахунків показують, що на отримання максимальної питомої електричної потужності впливають значення тиску (P_s) і температури пари (t_s) робочої речовини перед турбіною, витрата робочої речовини (m), значення мінімального температурного напору ($\Delta t_{нед}$), температура навколишнього середовища ($t_{н.с.}$) та інші параметри.

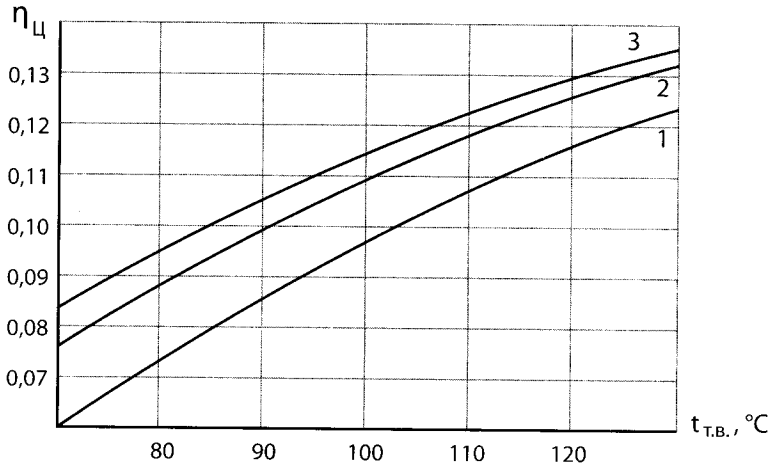


Рис. 6.5. Вплив температури геотермальної води на ККД циклу бінарної установки: 1 – $\Delta t_{нед} = 10$ °C, 2 – $\Delta t_{нед} = 5$ °C, 3 – $\Delta t_{нед} = 3$ °C. Робоче тіло – хладач R142b

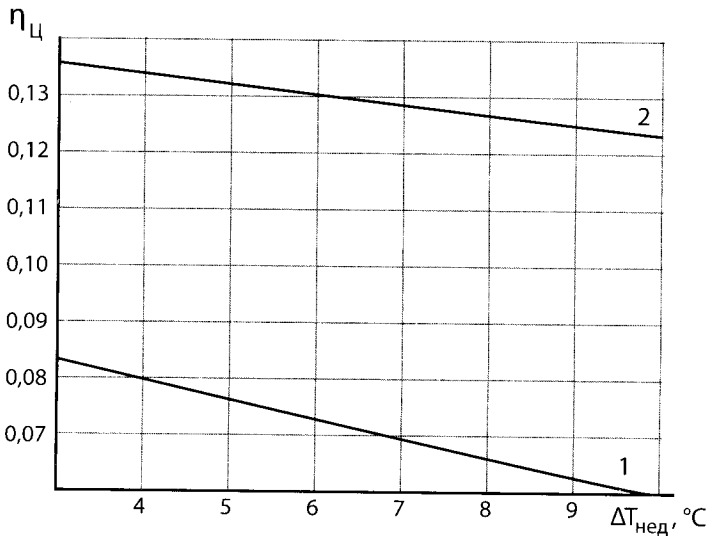


Рис. 6.6. Вплив ступеня досконалості теплообмінників на ККД циклу бінарної установки: 1 – $t_{в.т.} = 70$ °C, 2 – $t_{в.т.} = 130$ °C. Робоче тіло – хладач R 142 b

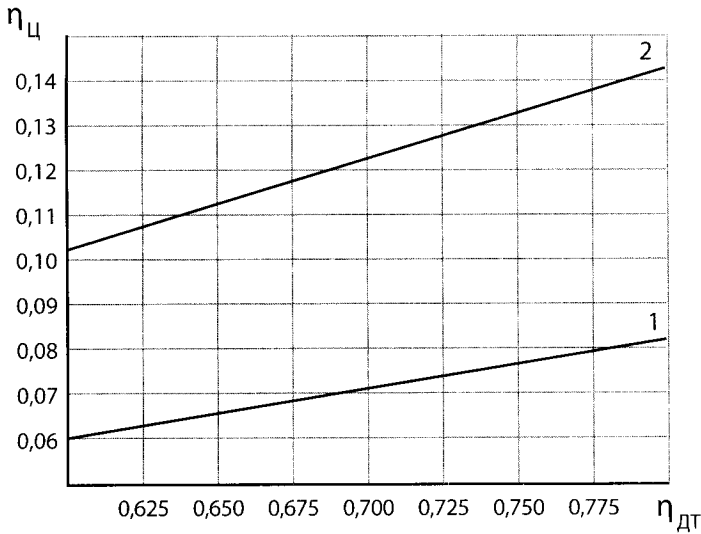


Рис. 6.7. Вплив ККД турбіни на ККД циклу бінарної установки:
 1 – $t_{min} = 70^\circ C$, 2 – $t_{min} = 130^\circ C$. Робоче тіло – хладон R 142 b

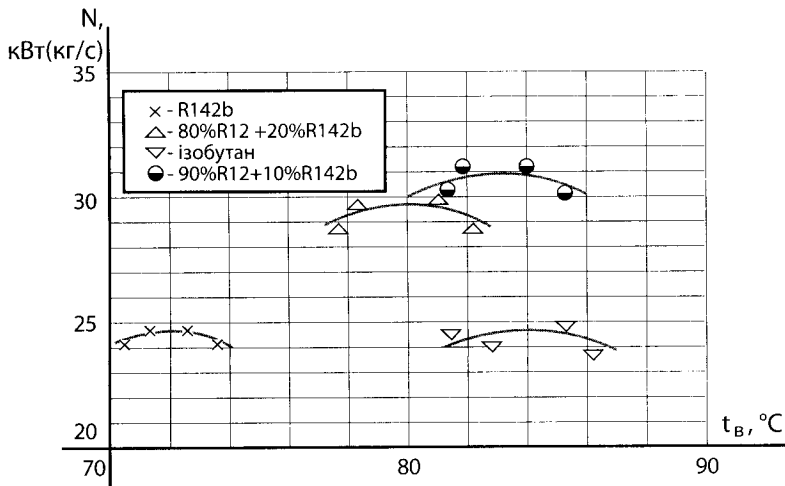


Рис. 6.8. Залежність питомої електричної
 потужності від температури випаровування

Вплив мінімального температурного напору найбільш істотний. Так, зменшення $\Delta T_{нед}$ від (10–15 K) до (5–7 K) дозволяє збільшити вироблення електроенергії на 20–25 %. Збільшення $\Delta T_{нед}$ призводить до зниження тиску і температури випаровування, що істотно знижує ККД і питому електричну потужність (N). Числові результати показують, що кожному значенню температури

геотермальної води відповідає оптимальна температура випаровування робочої речовини (рис. 6.8). Тому при проектуванні геотермальної системи тепло- та електропостачання необхідно в кожному випадку виконувати пошук оптимальних параметрів бінарної енергетичної станції для конкретної робочої речовини. Результати числових розрахунків показують перспективність використання в якості робочої речовини ГеоЕС екологічно безпечних хладагентів і їх сумішей. При температурі геотермальної води 70–130 °С питома електрична потужність на валу турбінної установки на сумішах хладагентів становить 29–31 кВт/(кг/с), що на 10–12 % вище, ніж для циклів чистих речовин 22–24 кВт/(кг/с).

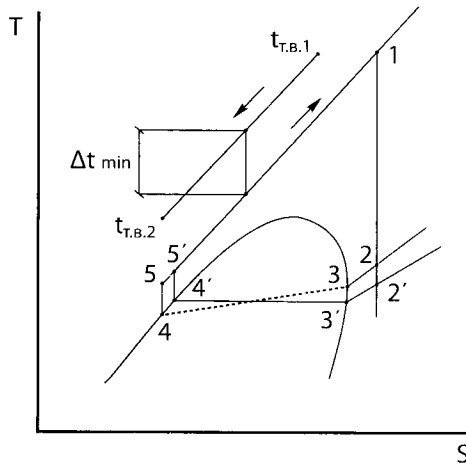


Рис. 6.9. Надкритичний цикл паротурбінної установки в діаграмі температура – ентропія (процес 1–2 – адіабатне розширення в турбіні; $t_{т.в.1}$ – $t_{т.в.2}$ – охолодження геотермальної води; Δt_{min} – мінімальний перепад температур; 2–3–4 процес конденсації суміші хладагентів)

Подальше поліпшення термодинамічної ефективності циклів можливо підвищенням параметрів циклу до надкритичних (наприклад, для хладагенту R13в1 отримана питома електрична потужність 34,0 кВт/(кг/с), а для R22–33,7 кВт/(кг/с), R134а–43, 87 кВт/(кг/с) при температурі геотермальної води 130 °С (табл. 6.5).

6.3.2. Надкритичні цикли

Перспективним є використання суміші ізобутану та ізопентану в якості робочої речовини вторинного контуру бінарної геотермальної станції при надкритичних параметрах.

Використання сумішей при надкритичних параметрах дозволяє, змінюючи склад суміші, керувати термодинамічними параметрами робочої речовини. При цьому характер кривої охолодження геотермальної води такий же, як і кривої нагрівання низькотемпературної робочої речовини, що дозволяє забезпечити мінімальні значення перепаду температури між ними.

Аналіз надкритичних циклів для високотемпературної геотермальної води ($t_{в.м.} = 180\text{ }^{\circ}\text{C}$) показав, що найбільш ефективним з точки зору отримання максимальної електричної потужності є надкритичний цикл, подібний трикутниковому циклу з початковим тиском 5,0 МПа. Результати розрахунку циклу з робочою речовиною н-бутаном для температурного інтервалу 180–200 °С, показують, що у порівнянні з докритичним циклом (початковий тиск 3,4 МПа) електрична потужність, що виробляється турбіною, збільшується на 11 %. При цьому густина робочої речовини перед турбіною в 1,7 рази вище, ніж у докритичному циклі, що дозволяє зменшити габаритні розміри паротурбінної установки.

Пропонується для геотермальної станції з температурою термальної води 120 °С використовувати у вторинному контурі хладон R13B1 при надкритичних параметрах. Застосування хладонів R142a, R134в є малоефективним при температурі термальної води нижче 105–115 °С.

Результати розрахунку параметрів надкритичного циклу для суміші хладонів (80 % R13в1 + 20 % R142в), при температура термальної води –130 °С наведено в табл. 6.7.

Таблиця 6.7. Термодинамічні параметри надкритичного циклу

Точки циклу	P , кПа	t , °С	V , м ³ /кг	h , МДж/кг	S , кДж/кг °С
1	5 000	120	0,002836	–4 349,12178	1,75284
2	1 326	51,741	0,01195	–4 363,72165	1,76800
4	1 326	25	0,000684	–4 477,57726	1,39334
5	5 000	29,917	0,000670	–4 474,22733	1,39652

Для варіантів суміші (50 % R13в1 + 50 % R142в), (20 % R13в1 + 80 % R142в) надкритичний режим при тиску 5,0 МПа не реалізується через підвищення критичної температури і тиску суміші. При цьому розширення пари в турбіні завершується в двофазній області. Числові результати показують, що питома електрична потужність турбіни складає 34 кВт/(кг/с). Значення питомої електричної потужності турбіни в надкритичних циклах чистих речовин R13, R13в1, R142в становить близько 22–24 кВт/(кг/с), що на 11–12 % нижче, ніж для циклів на хладонових сумішах. Ефективність надкритичних циклів на сумішах

хладонів також на 12–13 % вище (34–36 кВт/(кг/с)), ніж докритичних циклів на сумішах тих же хладонів (27–30 кВт/(кг/с)) (табл. 6.7).

6.4. КАСКАДНА ГЕОТЕРМАЛЬНА ЕНЕРГЕТИЧНА СТАНЦІЯ

Відомі вдосконалені бінарні цикли: бінарний цикл з двома тисками; бінарний цикл з двома органічними рідинами; бінарний цикл Калина з водоаміачною сумішшю.

А. О. Редько запропонувано модифіковану теплову схему бінарної геотермальної енергетичної станції з кількома рідинами, яка представлена на рис. 6.10.

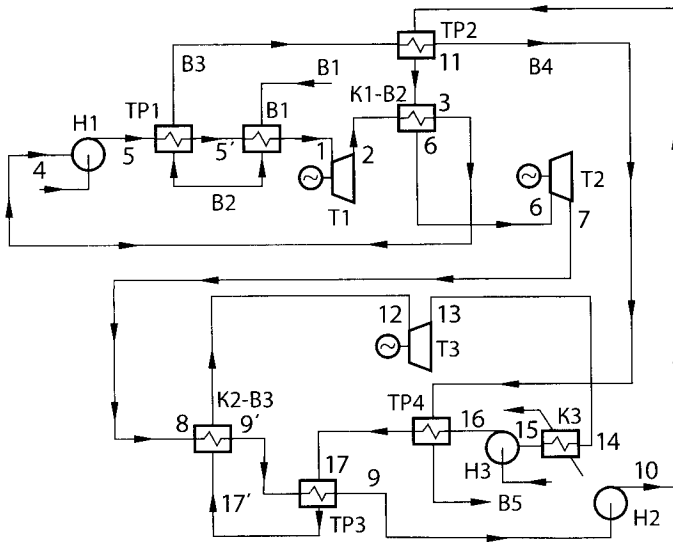


Рис. 6.10. Схема геотермальної енергетичної станції з каскадним бінарним циклом (Т1, Т2, Т3 – турбогенератори; Н1, Н2, Н3 – насоси; В1 – випарник 1-го ступеня; К1-В2 – конденсатор – випарник 2-го ступеня; К2-В3 – конденсатор – випарник 3-го ступеня; К3 – конденсатор 3-го ступеня; ТР1, ТР2, ТР3, ТР4 – теплообмінники – регенератори

Відомі технологічні схеми ГеоЕС з різними теплоносіями характеризуються обмеженим температурним інтервалом (не більше 15–25 °С) ефективного застосування кожного індивідуального робочого тіла і відсутністю таких робочих тіл на весь діапазон від 60 °С до 150 °С. Виходячи із загальної задачі створення універсального енергомодуля ГеоЕС, необхідно розробити теплову схему і визначити параметри основних елементів обладнання, що забезпечують необхідне вироблення електроенергії при температурі геотермальної води у вказаному інтервалі.

Відмінністю каскадного циклу є застосування трьох рідин, при цьому два цикли є докритичними, а один – надкритичним, що дозволяє розширити температурний інтервал. Основна перевага циклу полягає в застосуванні різних рідин найбільш ефективних у температурних інтервалах в діапазоні від 60 °С до 150 °С, а також створення ефективного теплообміну (забезпечення мінімальних необоротних тепловтрат в теплообмінниках) між теплоносійми і геотермальною водою, на що вказує характер кривих «нагрівання-кипіння» робочих рідин та охолодження геотермальної води (рис. 6.11) як показано на діаграмі «температура-теплопередача (T-Q)».

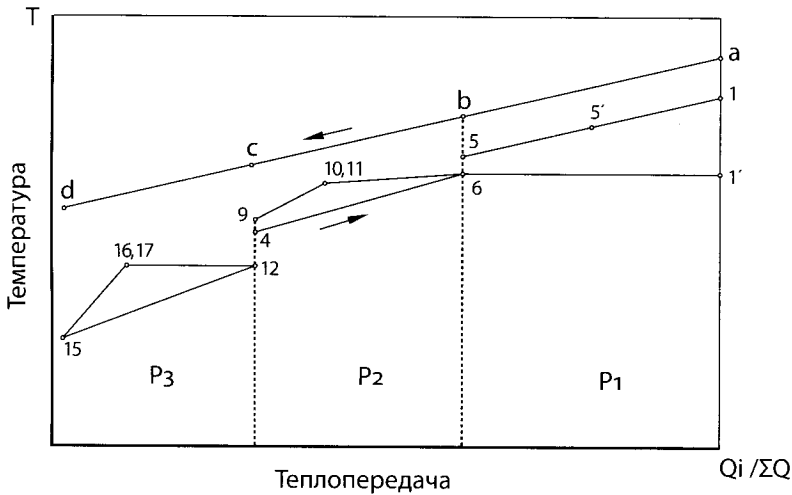


Рис. 6.11. Діаграма «температура-теплопередача» каскадного і бінарного циклів (a-b-c-d – крива охолодження термальної води; 4-6-1' – нагрівання теплоносія в докритичному циклі; 15-16-17-4-9-10-11-6-5-5'-1 – нагрівання теплоносія в каскадному циклі)

Результати розрахунків параметрів циклу

Досліджувалися два варіанти з різними робочими речовинами:

- перший варіант:
 - 1 ступінь – хладон R114;
 - 2 ступінь – хладон R152a;
 - 3 ступінь – хладон R143a;
- другий варіант:
 - 1 ступінь – хладон R142в;
 - 2 ступінь – хладон R134a;
 - 3 ступінь – хладон R22.

Приймається, що температура геотермальної води на вході в теплообмінник В1 має значення 150 °С. Температура конденсації відповідно дорівнює 30 °С.

Розрахунки виконані для простого бінарного докритичного циклу з однієї рідиною – хладоном R142 і каскадного циклу з трьома рідинами (p_1 – R142, p_2 – R12, p_3 – R22) наведено на діаграмі «тиск – ентальпія». Номери точок простого бінарного і каскадного циклів показані на рис. 6.12.

Значення розрахункових параметрів у характерних точках циклів наведено в табл. 6.8, 6.9.

Таблиця 6.8. Термодинамічні параметри циклу

Стан	P , МПа	T , К	h , кДж/кг	S , кДж/(кг·К)
1	4,5	418,15	710,0	4,85
2	0,4	303,15	645,0	4,84
2 _s	0,4	303,15	643,5	4,80
3	0,4	303,15	450,0	4,80
4	0,4	303,15	450,0	4,80
5	4,5	418,15	450,0	4,80
5 _s	4,5	418,15	448,0	4,80

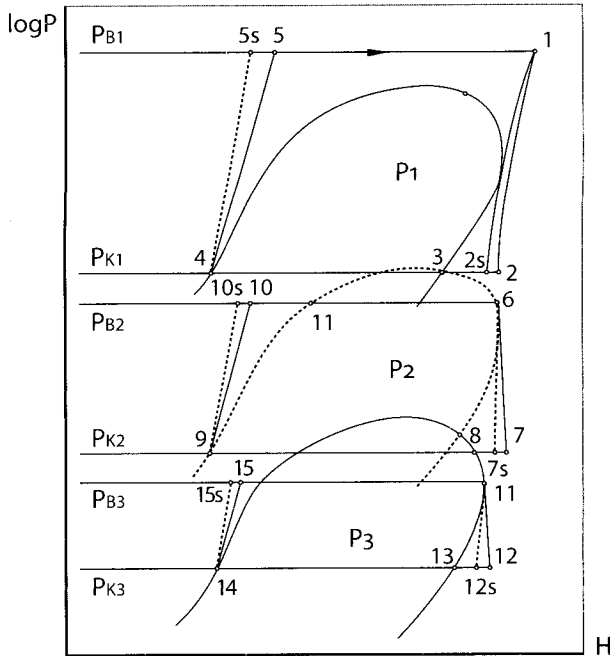


Рис. 6.12. Каскадний цикл з рекуператорами і трьома рідинами (P_i) (P_{B1} , P_{B2} , P_{B3} – відповідно тиск випаровування рідин P_{K1} , P_{K2} , P_{K3} – тиск конденсації)

Таблиця 6.9. Термодинамічні параметри каскадних циклів

Стан	P , МПа	T , К	h , кДж/кг	S , кДж/(кг·К)
надкритичний цикл P_7 -R142				
1	4,5	418,15	710,0	4,85
2	2,2	373,15	685,0	4,82
2 _s	2,2	373,15	683,0	4,82
3	2,2	373,15	680,0	4,80
4	2,2	373,15	540,0	4,80
5	4,5	418,15	540,0	4,80
5 _s	4,5	418,15	538,2	4,80
докритичний цикл P_2 -R12				
6	3,25	373,15	575,0	4,50
7	1,40	333,15	560,0	4,51
7 _s	1,40	333,15	558,1	4,49
8	1,40	333,15	558,0	4,48
9	1,40	333,15	445,0	3,75
10	3,25	373,15	455,0	3,75
10 _s	3,25	373,15	453,0	3,73
докритичний цикл P_3 -R22				
11	2,2	333,15	620,0	4,66
12	1,2	303,15	610,0	4,66
12 _s	1,2	303,15	608,0	4,51
13	1,2	303,15	608,0	4,50
14	1,2	303,15	430,0	4,50
15	2,2	333,15	430,0	4,50
15 _s	2,2	333,15	328,0	4,48

Результати розрахунків каскадних установок свідчать про більш високу ефективність циклів, що включають в себе кілька енергоустановок з різними теплоносіями, оптимальними для даного температурного інтервалу. Так, сумарна питома потужність каскадної енергоустановки складає 72,4 кВт. У порівнянні з енергоустановкою на хладоні R142b ($N = 41,6$ кВт) в тому ж температурному інтервалі питома потужність перевищує в 1,74 рази. Термічний ККД каскадної ГеоЕС становить близько 14,5–15 %, що значно вище, ніж термічний ККД простої бінарної станції, яка становить близько 10–12 %.

Виконані розрахункові дослідження є підтвердженням перспективності запропонованої модифікованої теплової схеми каскадної енергоустановки у виробництві електроенергії при використанні теплоти геотермальних вод з температурою 60–150 °С. Вибір робочих теплоносіїв визначається в результаті оптимізації техніко-економічних параметрів каскадного циклу.

Таблиця 6.10. Параметри циклів с різними робочими речовинами*

Теплоносіій	$P_{\text{н}}$	m	N
одноступеневий цикл:			
аміак	4,16	0,24	35,7
ізобутан	2,1	0,65	41,2
суміш (90 % ізобутан, 10 % ізопентан)	1,82	0,52	39,3
хладон R142B	1,75	1,46	41,6
каскадний цикл:			
хладон R142;	2,1	1,1	28,3
хладон R12;	1,24	2,3	29,3
хладон R22	1,25	1,72	14,8
			Σ 72,4

6.4.1. Раціональні термодинамічні параметри ГеоЕС

Цикли Ренкіна геотермальної енергетичної станції з каскадним бінарним циклом показані на рис. 6.12. Результати розрахунку питомої електричної потужності циклів наведено в табл. 6.10.

Аналіз результатів розрахунків одноступеневих установок показує, що найменші значення питомої потужності у енергоустановки з теплоносієм аміаком (табл. 6.10) і найбільші масогабаритні розміри. Тиск теплоносія, що надходить у турбіну з аміаком значно вищий, ніж у інших робочих тіл. Для температурного інтервалу геотермальної води 150–200 °С переваги мають енергоустановки з теплоносіями ізобутан, водоаміачна суміш і неазеотропна суміш (90 % ізобутан, 10 % ізопентан), органічні рідини. Для температур геотермальної води нижче 150 °С мають переваги хладони (R142, R134a та ін).

Залежність питомої витрати геотермальної води від температури показана на рис. 6.13 і для одноступеневої ГеоЕС становить близько 150–200 кг/кВт · год. Питома витрата геотермальної води в каскадній ГеоЕС знижується

* Значення питомої потужності енергоустановки N , кВт · с/кг, масової витрати m кг/с, тиску випаровування $P_{\text{в}}$ МПа низькотемпературних теплоносіїв

до 52 кг/кВт · год, що більш ніж в 3 рази менше у порівнянні з одноступеневою енергетичною станцією.

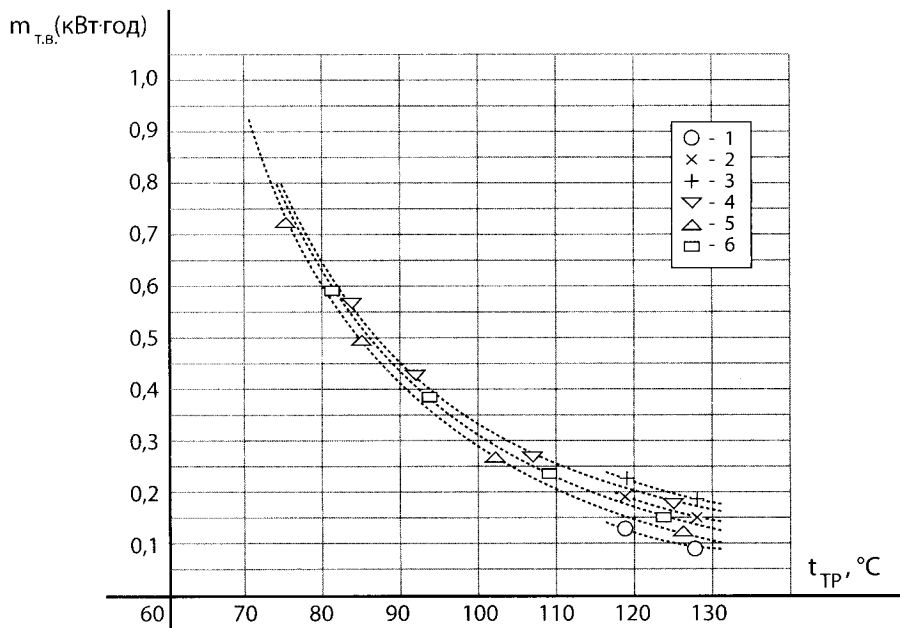


Рис. 6.13. Залежність витрати геотермальної води від температури: 1 – ізобутан ($t_k = 7^\circ\text{C}$, $\Delta T_{\text{мін}} = 10\text{ K}$), 2 – ізобутан ($t_k = 30^\circ\text{C}$, $\Delta T_{\text{мін}} = 10\text{ K}$), 3 – ізобутан ($t_k = 30^\circ\text{C}$, $\Delta T_{\text{мін}} = 20\text{ K}$), 4 – R142b ($t_k = 25^\circ\text{C}$, $\Delta T_{\text{мін}} = 10\text{ K}$), 5- R13b1 ($t_k = 25^\circ\text{C}$, $\Delta T_{\text{мін}} = 10\text{ K}$), 6 – 20% R142b + 80% R13b1 ($t_k = 25^\circ\text{C}$, $\Delta T_{\text{мін}} = 10\text{ K}$).

Числові результати термодинамічного аналізу модифікованої геотермальної енергетичної станції з кількома теплоносіями для температурного інтервалу геотермальної води 60–130 °C показали збільшення вироблення питомої електричної потужності в 2,0–2,3 рази порівняно з ГеоЕС з одноступеневим бінарним циклом.

6.4.2. Ексергетичний аналіз ефективності циклів ГеоЕС

Термодинамічна ефективність циклів геотермальних енергетичних станцій визначається конфігурацією циклів і значеннями параметрів циклів. Геотермальні енергетичні станції є термодинамічними відкритими системами, в яких геотермальна рідина перетинає умовні границі системи протягом процесу, і знаходяться в стаціонарному стані в умовах сталого функціонування, коли значення термодинамічних параметрів у будь-якій точці системи залишаються постійними в часі.

Ексергетичний аналіз ефективності циклів геотермальних енергетичних станцій виконується на основі першого і другого законів термодинаміки для відкритих стаціонарних систем. Значення ексергії дозволяють визначити максимальну роботу (потужність), яку можна отримати від робочої речовини при заданих термодинамічних параметрах щодо навколишнього середовища.

Відкриті системи можуть передавати речовини з навколишнього середовища і обмінюватися теплотою (або роботою) з навколишнім середовищем.

При термодинамічному аналізі системи перетворення геотермальної енергії в електричну прийняті наступні допущення:

- всі процеси, що відбуваються в системі, оборотні;
- стан рідини, яка виходить з системи, знаходиться в термодинамічній рівновазі з середовищем.

Прийняті допущення означають, що втрати на тертя відсутні. При цьому з системи виходить рідина, яка не має більше потенціалу, щоб здійснювати роботу щодо навколишнього середовища, або рідина знаходиться в рівновазі з навколишнім середовищем. Такий стан називають як «граничний або тупиковий». Рівняння другого закону термодинаміки для геотермальної циркуляційної системи має вигляд:

$$-\sum_{i=1}^n m_i s_i - \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{1}{T} \frac{dQ}{d\tau} = 0. \quad (6.20)$$

Рівняння першого закону термодинаміки за умови зневаги зміною кінетичної і потенційної енергії робочої речовини має вигляд:

$$Q - W = m (h_2 - h_1). \quad (6.21)$$

Оскільки система взаємодіє з навколишнім середовищем тільки передачею теплоти, то рівняння (6.20) і (6.21) мають вигляд:

$$-m (s_1 - s_2) - \frac{Q_0}{T_0} = 0, \quad (6.22)$$

$$Q_0 - W = m (h_2 - h_1). \quad (6.23)$$

Визначаємо в рівнянні (6.22) Q_0 і, підставляючи в (6.23), отримуємо:

$$W = m [h_1 - h_2 - T_0 (s_1 - s_2)]. \quad (6.24)$$

Припускаючи, що кінцевий стан ідентичний «граничному» стану, отримуємо вираз для розрахунку максимального значення енергії (ексергії)

$$W_{max} = m [h_1 - h_0 - T_o (s_1 - s_0)]. \quad (6.25)$$

Вираз в дужках визначає значення питомої ексергії. Якщо розглядати процес між двома станами системи, наприклад, процес розширення пари в турбіні, то максимальний вихід питомої роботи визначається наступним чином:

$$e_{1-2} = h_1 - h_2 - T_o (s_1 - s_2). \quad (6.26)$$

На відміну від розрахунку потоків енергії, яка підпорядковується рівнянням балансу, ексергія що виходить із системи менше ніж ексергія, що входить в систему, т. ч. частина енергії в процесах в системі руйнується (розсіюється, незворотно перетворюється).

Рівняння для розрахунку ексергії має вигляд:

$$\Delta E = E_{ex} - E_{вых} = E_Q + \sum_{i=1}^n m_i e_i - E_w - \sum_{j=1}^k m_j e_j. \quad (6.27)$$

Ексергетичні втрати в турбіні

Ефективність процесів, що відбуваються в турбіні, зумовлена зміною ексергії та виражається залежностями:

- ексергетичний ККД:

$$\eta_{брутто} = \frac{e_w + e_2}{e_1} = \frac{w + e_2}{e_1}; \quad (6.28)$$

- функціональний ККД:

$$\eta_{\phi 1} = \frac{e_w}{e_1 - e_2} = \frac{w}{e_1 - e_2}. \quad (6.29)$$

Ізоентропна ефективність турбіни визначається як відношення дійсної роботи до роботи, що одержується в ізоентропном (адіабатному) процесі розширення:

$$\eta_t = \frac{w}{w_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{h_1 - h_2}{(h_1 - h_2) + (h_2 - h_{2s})}. \quad (6.30)$$

Рівняння (6.29) можна представити у вигляді:

$$\eta_{\phi 1} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2 + T_o (s_2 - s_1)}, \quad (6.31)$$

оскільки $(i_2 - i_{2s}) > T_o (s_2 - s_1)$, то $\eta_t < \eta_{\phi 1}$.

Різниця між ідеальним виходом роботи і дійсним називається незворотністю:

$$\Delta E = T_0 (s_2 - s_1). \quad (6.32)$$

Ексергетичні втрати в насосі

Питома адіабатна робота стиснення в насосі:

$$w_s = i_{4s} - i_3. \quad (6.33)$$

Дійсна робота насоса:

$$w = \eta_H w_s = \eta_H (h_{4s} - h_3) = h_4 - h_3. \quad (6.34)$$

Ізоентропний (адіабатний) ККД насоса:

$$\eta_t = \frac{w}{w_s} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4s} - h_3}.$$

Питоми втрати ексергії в процесі стиснення в насосі:

$$\Delta e_H = e_3 + w - e_4. \quad (6.35)$$

Ексергетичний ККД (брутто) насоса визначається згідно залежності:

$$\eta_{\text{брутто}} = \frac{e_4}{e_3 + |w|}. \quad (6.36)$$

Функціональний ККД насоса:

$$\eta_\phi = \frac{e_3 - e_4}{|w|}. \quad (6.37)$$

Ексергетичні втрати в теплообмінному обладнанні – випарнику, конденсаторі, регенеративному підігрівачі, перегрівачі.

Передбачається, що теплообмінники абсолютно теплоізовані, тобто адіабатні.

Зміни ексергії в теплообміннику визначаються так:

$$\begin{aligned} \Delta E &= E_{вх} - E_{вых} = m_{тв} e'_{тв} + m e_1 - (m_{тв} e''_{тв} + m e_2) = \\ &= m_{тв} (e'_{тв} - e''_{тв}) - m (e_1 - e_2). \end{aligned} \quad (6.38)$$

Ексергетичний ККД (брутто) теплообмінника визначається згідно залежності:

$$\eta_{брутто} = \frac{m e_2 + m_{тв} e''_{тв}}{m e_1 + m_{тв} e'_{тв}}. \quad (6.39)$$

Ексергетичний ККД (функціональний) теплообмінника визначається залежно від подальшого використання теплоносіїв згідно з залежностями:

$$\eta_{\phi 1} = \frac{m (e_2 - e_1)}{m_{тв} (e'_{тв} - e''_{тв})}, \quad (6.40)$$

або

$$\eta_{\phi 2} = \frac{m (e_2 - e_1)}{m_{тв} e'_{тв}}. \quad (6.41)$$

Коефіцієнт утилізації циклу енергетичної станції, який визначається як відношення дійсної енергії нетто станції до максимальної теоретичної енергії, яку можна отримати від геотермального теплоносія:

$$\eta_y = \frac{W}{m_{тв} \left[(h'_{тв} - h_o) - T_o (s'_{тв} - s_o) \right]}, \quad (6.42)$$

де W – потужність енергетичної станції, кВт.

6.5. СХЕМИ ГІБРИДНИХ ПАЛИВНО-ГЕОТЕРМАЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ СТАНЦІЙ

Одним з напрямків застосування відновлюваних видів енергії є об'єднання їх з традиційними (органічними) джерелами енергії з метою продовження строків

використання вичерпних органічних ресурсів та створення нового ринку альтернативних видів енергії на існуючому ринку енергоресурсів.

Гібридні енергетичні станції об'єднують два різних джерела енергії для досягнення більш високої ефективності використання енергії. Один зі шляхів досягнення цього – об'єднання паливної та геотермальної станцій.

Ідея застосувати викопне паливо для підвищення ефективності використання геотермальної енергії належить П. Кофурье, який в 1924 р. запропонував гібридну енергетичну систему. Вода з геотермального джерела використовувалась для отримання насиченої пари, а теплота від згорання органічного палива – в пароперегрівнику для підвищення температури пари перед подачею її в турбіну. Відпрацьована геотермальна вода також використовувалась в лікувальних ваннах, що робило цю станцію не тільки енергоефективною, але і багатоцільовою. Термодинамічний аналіз показав, що гібридна станція здатна досягти більш високої ефективності використання ресурсів джерела – до 65,3 %. Це вказує на те, що основний вихід енергії отримується від геотермальної складової.

Показники енергоустановки також можуть бути підвищені при використанні середньотемпературного геотермального теплоносія (60–70 °С) для попереднього підігріву, наприклад, живильної води системи теплопостачання, теплоносія бінарного контуру установки та ін. Очевидно, що геотермальне джерело повинно знаходитися безпосередньо поблизу електричної станції на органічному паливі, щоб така гібридна схема стала практично вигідною.

Нижче наводиться опис модифікованої теплової схеми гібридної паливно-геотермальної енергетичної станції (ГПГТС). Відмінністю даної теплової схеми є наявність джерела теплоти, де спалюється органічне паливо в контурній частині циклу ГПГТС з високотемпературним теплоносієм, та регенеративних теплообмінників, в яких теплоносій контуру охолоджується з 150–180 °С до 50–55 °С з конденсацією вологи в продуктах згорання. На рис. 6.14 показана теплова схема ГПГТС.

На відміну від відомих теплових схем з високотемпературним газовим парогенератором, де теплота від згорання органічного палива (наприклад, природного газу) передається низькотемпературному теплоносію бінарного циклу, в даному циклі теплота від спалювання органічного палива передається високотемпературному теплоносію.

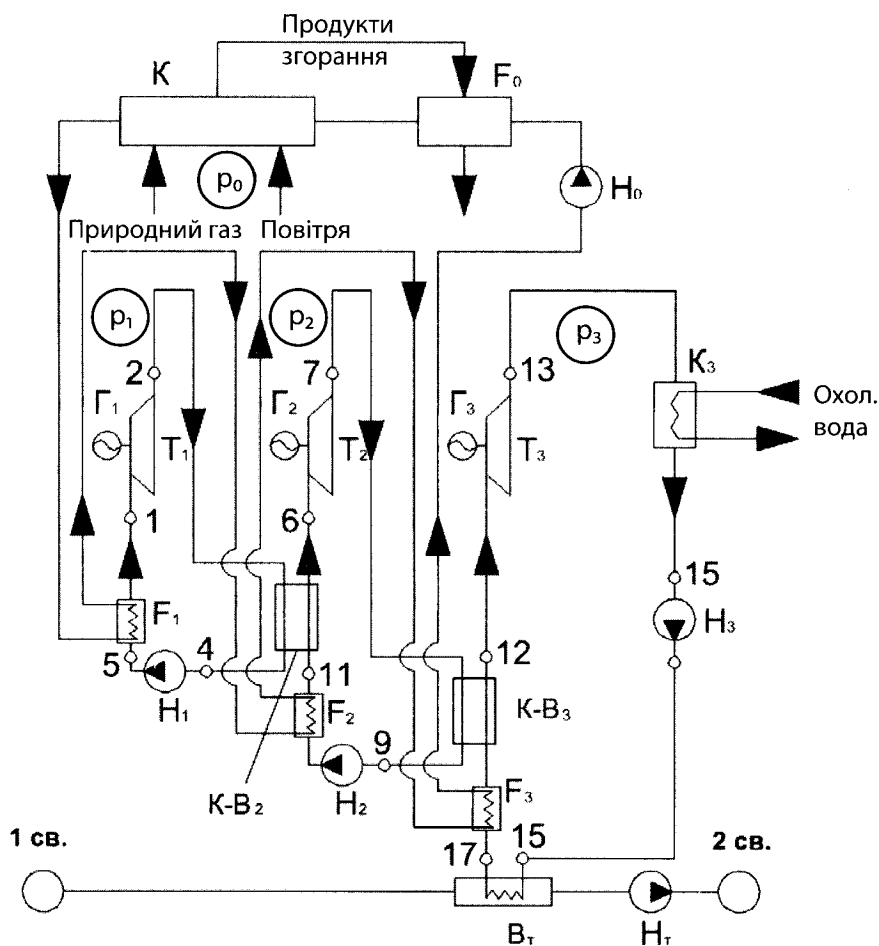


Рис. 6.14. Теплова схема гібридної паливно-геотермальної енергоустановки:
 F_0 – теплообмінник; K – камера згорання; P_1, P_2, P_3 – високотемпературні теплоносії;
 F_1, F_2, F_3 – проміжні теплообмінники, $K-B_2, K-B_3$ – рекуператори-випарники;
 B_T – теплообмінник нагрівання термальною водою рідини P_3 ; H_1, H_2, H_3 – насоси
 каскадного циклу; H_T – насос термальної рідини; H_0 – насос проміжного теплоносія;
 K – котел (або високотемпературний нагрівник), K_3 – конденсатор;
 T_1, T_2, T_3 – турбіни; $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3$ – генератори (цифрам на схемі відповідають
 номери точок діаграми, зображеної на рис. 6.15.).

Основна перевага циклу полягає в можливості розширення температурного циклу до 150–180 °С, а також створення ефективного теплообміну за рахунок мінімальних необоротних тепловтрат в теплообмінниках між кривими кипіння робочих рідин та охолодження робочого теплоносія, як показано на діаграмі «температура-теплопередача» (рис. 6.15).

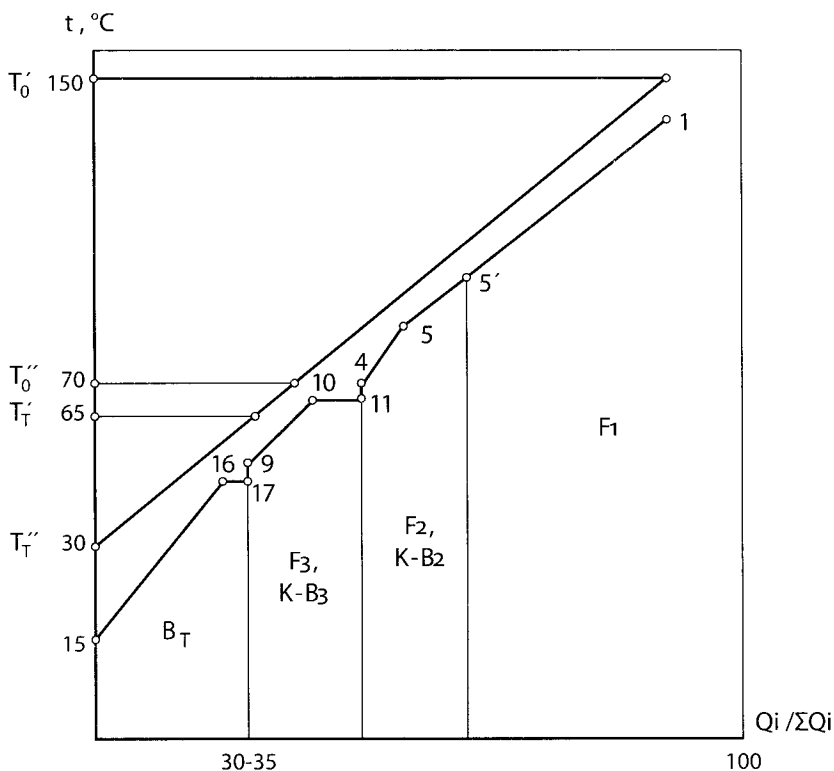


Рис. 6.15. Діаграма «температура-теплопередача»: T_0' , T_0'' – температура органічного теплоносія; T_T' , T_T'' – температура геотермальної рідини; 15-16-17-9-10-11-4-5-5'-1 – процес нагрівання робочих теплоносіїв

Приймається, що температура геотермальної води на вході в теплообмінник B_T має значення 65°C . Температура догрівання робочих теплоносіїв в циклі за рахунок спалювання органічного палива 150°C . Температура конденсації відповідно дорівнює 30°C . Розрахунки виконані для каскадного надкритичного циклу з трьома робочими теплоносійми: $P_1 - R142$, $P_2 - R12$, $P_3 - R22$.

Значення розрахункових параметрів циклу ГПГТС приведені в табл. 6.11.

Таблиця 6.11. Параметри циклів ГПГТС та каскадної геотермальної енергетичної станції (ГеоЕС)

Теплоносій	P_e , МПа	m , кг/с	N , кВт
Каскадний цикл ГеоЕС:			
Хладон R142	2,1	1,1	28,3
Хладон R12	1,24	2,3	29,3
Хладон R22	1,25	1,72	14,8

Теплоносії	P_o , МПа	m , кг/с	N , кВт
ГПГТС:			
Хладон R142	4,5	2,2	41,6
Хладон R12	1,24	2,3	29,3
Хладон R22	1,25	1,72	19,8

Сумарна питома потужність каскадної енергетичної станції (ГеоЕС) при використанні геотермальної води з температурою 150 °С (423,15 К) складає 72,4 кВт. При застосуванні ГПГТС та нагріванні робочого теплоносія до температури 60–65 °С за рахунок геотермального джерела та до температури 150 °С за рахунок спалювання органічного палива питома потужність зростає до 90,7 кВт, тобто в 1,25 рази.

Виконані розрахункові дослідження показують перспективність запропонованої теплової схеми гібридної паливно-геотермальної станції при виробництві електроенергії з використанням геотермальних вод з температурою 60–150 °С. Вибір робочих теплоносіїв визначається в результаті оптимізації техніко-економічних параметрів циклу ГПГТС.

Використання геотермальної енергії сумісно з паливними установками дозволяє підвищити ефективність комбінованої або гібридної теплової схеми, тому що навіть незначне заміщення паливної складової забезпечує техніко-економічну ефективність. Глибока утилізація геотермальної енергії забезпечується застосуванням комбінованої схеми з теплонасосною установкою.

На комбінованій енергетичній станції електроенергія витрачається на привід насосів зворотного закачування геотермальної рідини в нагнітальну свердловину для підтримання тиску рідини в пласті, на привід циркуляційних насосів системи теплопостачання, на привід насосів, вентиляторів, димососів опалювальної (пікової) котельної установки, на привід компресорів ТНУ. Тому значні витрати електроенергії на власні потреби підвищують термодинамічну ефективність та техніко-економічні показники геотермальної станції.

На рис. 6.16 показано гібридну технологічну схему вироблення електроенергії. В установці максимально використовується температурний потенціал геотермальної рідини та викидних газів газотурбінної установки.

В камері згорання 2 відбувається спалювання природного газу. Стиснене повітря подається компресором 1. Продукти згорання надходять в турбіну 3, на валу якої знаходиться генератор 4. Відпрацьовані продукти згорання надходять у випарник 9, де охолоджуються, нагріваючи теплоносії бінарної установки, та видаляються в атмосферу.

Геотермальна рідина, яка надходить з видобувної свердловини в рекуперативний теплообмінник 8, нагріває робочу речовину бінарного циклу до температури (65–100 °С) та насосом 10 закачується в пласт.

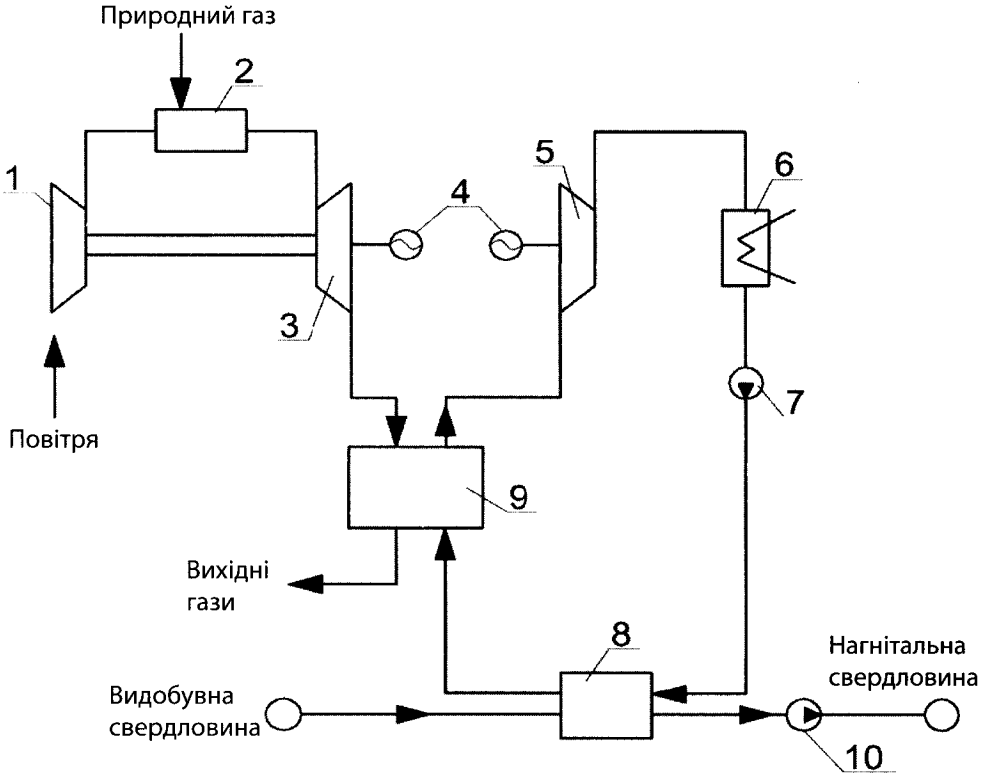


Рис. 6.16. Гібридна геотермально-паливна газова установка: 1 – компресор; 2 – камера згорання; 3 – турбіна; 4 – генератор; 5 – парова турбіна; 6 – конденсатор; 7 – насос; 8 – рекуперативний теплообмінник; 9 – випарник; 10 – нагнітальний насос

Комбінований цикл гібридної геотермально-паливної газової установки складається з двох частин. В циклі Брайтона в газовій турбінній установці при розширенні продуктів згорання виробляється електроенергія в генераторі 4. Глибока утилізація теплоти у випарнику 9 забезпечує випаровування, перегрів робочої речовини та вироблення електроенергії в бінарному циклі Ренкіна.

6.6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ І ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІБРИДНОЇ ПАЛИВНО-ГЕОТЕРМАЛЬНОЇ ТЕПЛОВОЇ СТАНЦІЇ* (ГПГТС)

З метою визначення доцільності будівництва ГПГТС виникає необхідність встановити критерії, за якими на стадіях планування й проектування можна ви-значитися з варіантом розробки геотермального родовища, технологічною схемою ГПГТС.

Природно, що спочатку повинні бути спрогнозовані запаси геотермальних ресурсів, визначена конкурентоспроможність з іншими джерелами енергії, визначені ділянки будівництва ГПГТС, враховані потенційні й перспективні споживачі геотермальної енергії та ін.

Однією з основних задач оптимізації ГПГТС є визначення конструктивних і технологічних параметрів, що відповідають оптимальним економічним умовам будівництва й експлуатації. Крім того, існує також завдання оптимізації темпів і масштабів включення геотермальних джерел енергії в паливно-енергетичний баланс країн, регіонів.

Задачі оптимального проектування та управління ГПГТС мають велике значення на відповідних стадіях освоєння геотермального родовища. Їх розв'язок дозволяє забезпечити як технічну, так і економічну ефективність роботи ГПГТС. У якості критеріїв оптимізації в задачах оптимального проектування приймають оціночні показники: трудові, енергетичні, матеріальні, фінансові, сировинні ресурси.

В сьогоденних умовах ресурсні (економія палива, електроенергії, матеріаломісткість, витрати різного виду теплоносіїв), економічні (рентабельність, строк окупності), а також критерії енергоефективності взаємозалежні й повинні враховуватися в задачах оптимізації одночасно. Взаємозв'язок різних критеріїв пояснюється тим, що вони, в підсумку, визначають собівартість енергії (теплової чи електричної), що відпускається споживачеві, а критерій енергоефективності одночасно характеризує технічну сторону ГПГТС та експлуатаційні витрати.

Задача оптимізації ГПГТС зводиться до знаходження параметрів, що забезпечать максимізацію ексергетичного ККД η_e при мінімізації питомих капітальних $C_{\text{кап.}}^{\text{нут.}}$ та експлуатаційних витрат $C_{\text{експл.}}^{\text{нут.}}$:

$$\eta_e(Q_o^I, Q_{\text{звн}}^I, d_n, d_g, n) = \frac{E_{\text{кор.}}}{E_{\text{пл.}} + E_n^3 + E_n^A + E_{\text{п.д.}}} \rightarrow \max; \quad (6.43)$$

$$C_{\text{кап.}}^{\text{нут.}}(Q_o^I, Q_{\text{звн}}^I, d_n, d_g, n) \rightarrow \min; \quad (6.44)$$

* Розділи 6.6 та 6.7 написані за участю к.т.н. Бугая В. С.

$$C_{\text{експл.}}^{\text{ит.}}(Q_o^{\Gamma}, Q_{\text{зон}}^{\Gamma}, d_n, d_e, n) \rightarrow \min, \quad (6.45)$$

де Q_o^{Γ} – теплове навантаження системи опалення, що покривається геотермальною енергією;

$Q_{\text{зон}}^{\Gamma}$ – теплове навантаження системи гарячого водопостачання, що покривається геотермальною енергією;

d_n – діаметр експлуатаційної колони нагнітальної свердловини;

d_e – діаметр експлуатаційної колони видобувної свердловини;

n – кількість видобувних свердловин;

$E_{\text{контр}}$ – ексергія потоку корисно витраченого тепла на покриття теплового навантаження системи теплопостачання за рік;

$E_{\text{нл}}$ – ексергія потоку геотермальної води за рік;

E_n^z – ексергія електричної енергії, що витрачається на роботу нагнітального насоса за опалювальний період року;

E_n^x – ексергія електричної енергії, що витрачається на роботу нагнітального насоса за неопалювальний період року;

$E_{\text{плд}}$ – ексергія потоку тепла від пікового догрівача (котла газового) за період роботи у році.

Вихідними змінними можуть бути конструктивні та технологічні параметри, наприклад: теплове навантаження системи теплопостачання, що покривається геотермальною енергією $(Q_o^{\Gamma} + Q_{\text{зон}}^{\Gamma}) = 500\text{--}6\ 000$ кВт; співвідношення між тепловими навантаженнями на системи гарячого водопостачання та опалення $Q_{\text{зон}}^{\Gamma}/Q_o^{\Gamma} = 0,5\text{--}2$; $d_n, d_e = 0,114\text{--}0,426$ м (величини діаметрів змінено відносно до стандартних значень для одержання постійного кроку між ними 0,013 м); середня за опалювальний період тепла потужність пікового догрівача як частка від середнього теплового навантаження системи теплопостачання, що покривається геотермальною енергією: $Q_{\text{о,сп}}^{\text{плд}} = (0,25\text{--}0,1)Q_{\text{сп}}^{\Gamma}$; кількість видобувних свердловин n ($n = 1\text{--}6$). Таким чином, задача трьохкритеріальної оптимізації полягає в знаходженні максимуму ексергетичного ККД системи η_e при капітальних і експлуатаційних витратах, що наближуються до мінімуму, а також обмеженнях, що накладаються на змінювані вхідні параметри.

Задача оптимізації конструктивних і технологічних параметрів ППГТС являє собою параметричну оптимізацію – процедуру визначення значень внутрішніх параметрів проєктованого об'єкта заданої структури, при якій досягається найкраща комбінація його властивостей.

Процес оптимізації можна розділити на дві фази:

- попереднє дослідження простору конструкцій за допомогою методів планування експерименту;

- оптимізація за допомогою «пошукових» статистичних багатоцільових алгоритмів.

Після цього проводиться процес оцінювання цільових функцій.

Якщо в однокритеріальній задачі в якості оптимального можна обрати будь-яке рішення, максимізує (або мінімізує) критерій, то в багатокритеріальній задачі може існувати множина ефективних рішень, які за змістом суттєво відрізняються, і для осмисленого вибору оптимального рішення необхідно залучити більш повну інформацію про переваги. Хоча ефективне рішення не єдине, але множина ефективних рішень значно менша, ніж вихідна кількість усіх рішень.

Внаслідок багатокритеріальності задачі для здійснення процедури оптимізації можна обрати багатоцільовий генетичний алгоритм *MOGA-II (Multi-Objective Genetic Algorithm II)*, який є поліпшеною версією *MOGA Poloni*.

Варіанти ГПГТС з наведеними конструктивними та технологічними параметрами одержано за допомогою методу планування експерименту Соболя.

Задачу багатокритеріальної техніко-економічної оптимізації виконано на прикладі геотермальної циркуляційної системи на базі Північно-Сиваського родовища теплоенергетичних вод для кліматичних умов м. Джанкой в Криму. У результаті вирішення задачі оптимізації для даного прикладу за допомогою генетичного алгоритму одержано варіанти ГПГТС, оптимальні за Парето, з найбільшими значеннями функцій пристосованості, якими є критерії оптимізації.

Результати оптимізації графічно зображені на рис. 6.17.

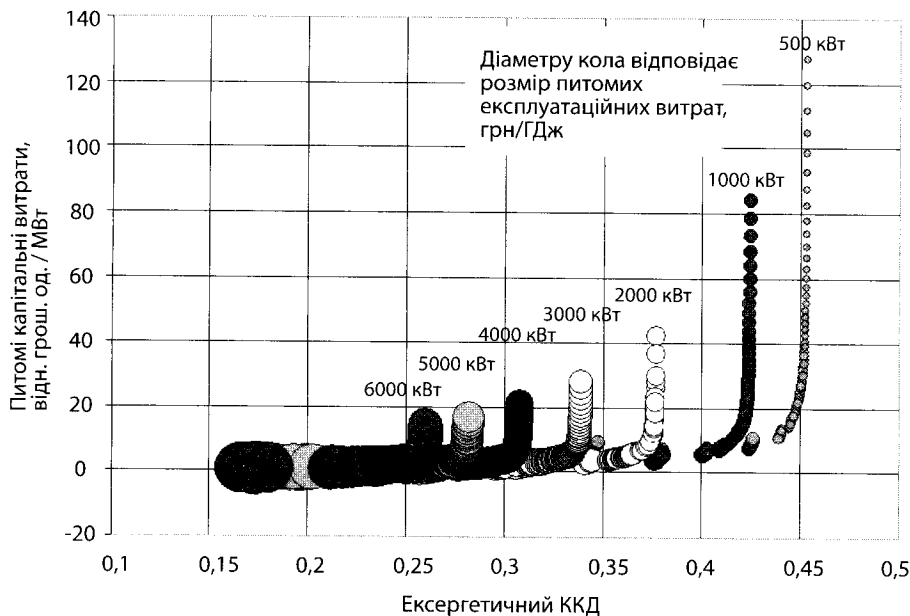


Рис. 6.17. Графіки оцінок оптимальних рішень техніко-економічної оптимізації ГПГТС

Множина оптимальних рішень, отриманих у результаті розв'язку задачі, повинна бути звуженою та обране ефективне рішення у багатокритеріальній задачі може зробити виконавець при аналізі графіка оцінок оптимальних рішень.

На графіках слід відзначити ті рішення, які перебувають в області зламу. У цих зонах оптимальні за Парето рішення мають близький до максимального ексергетичний ККД, тобто конструктивні й технологічні параметри даних варіантів енергетично й термодинамічно більш досконалі порівняно з іншими варіантами. Прагнення досягти максимального ексергетичного ККД показує, що при порівнянні рівних експлуатаційних витратах різко зростають питомі капітальні витрати. Необхідно відзначити, що з ростом теплового навантаження, і, відповідно, необхідного дебіту геотермальних свердловин спостерігається зниження ексергетичного ККД. В області від мінімальних значень ексергетичного ККД до зони зламу на графіках оптимальним варіантам відповідають мінімальні значення питомих капітальних витрат, при цьому питомі експлуатаційні витрати значні.

Враховуючи важливість кожного критерія для техніко-економічної ефективності ГПГТС, неможливо знайти одне рішення, яке б забезпечувало необхідний результат за всіма трьома критеріями оптимізації одночасно. Обмежимося розглядом оптимальних рішень, що перебувають в області зламу графіків, які й приймемо як ефективні.

Згідно з результатами розрахунків було визначено, що ефективним рішенням відповідає співвідношення між тепловими навантаженнями на гаряче водопостачання й опалення $Q_{gen}^r / Q_o^r = 2$, тобто, чим більша частина геотермальної енергії витрачається на покриття теплового навантаження на систему гарячого водопостачання порівняно з тою частиною теплоти, яка витрачається на систему опалення, тим вище значення ексергетичного ККД.

Також оптимальним рішенням відповідає мінімальна частка пікового догрівання в сумарній установленій тепловій потужності. Пікове догрівання при низьких температурах геотермальних вод необхідне, тому що температурного потенціалу геотермальних вод може виявитися недостатньо, щоб забезпечити необхідні температури теплоносія системи опалення відповідно до температурного графіка.

За результатами оптимізації встановлено, що, наприклад, для розрахункового теплового навантаження 0,5 МВт найбільш прийнятними будуть варіанти розробки геотермального родовища однією, максимум – двома видобувними свердловинами, що забезпечить досить високий ексергетичний ККД (до 44 %), мінімальні капітальні витрати. При зростанні кількості видобувних свердловин

зі значно більшим темпом збільшуються питомі капітальні витрати, ніж зменшуються питомі експлуатаційні витрати.

Наприклад, для розрахункового теплового навантаження 4,0 МВт, що покривається геотермальною енергією, найбільш прийнятними будуть варіанти розробки геотермального родовища трьома-чотирма видобувними свердловинами. Враховуючи темп зміни питомих капітальних і експлуатаційних витрат, варто обмежитися варіантами із трьома видобувними свердловинами й аналізувати їх.

Обмежитися вибором кількості видобувних свердловин, виходячи тільки з рішення задачі оптимізації, не можна, тому що на вибір кількості свердловин і можливість їх облаштування впливають геологічні умови над геотермальним родовищем, його розміри, умови буріння та ін. Обмежитися вибором найбільш ефективних рішень можна, застосувавши обмеження на самі критерії оптимізації для кожного конкретного випадку.

З результатів розрахунків встановлено, що при теплових навантаженнях більше 1,0 МВт, кількості видобувних свердловин дві та більше, насосній експлуатації оптимальний діаметр експлуатаційної колони видобувних свердловин становить 114 мм. Для обраних варіантів ефективних рішень визначено, що збільшення діаметра нагнітальної свердловини меншою мірою позначається на зменшенні питомих експлуатаційних витрат, на відміну від відповідного приросту питомих капітальних витрат.

Наведені розрахунки й аналіз дозволяють вибрати досить вузький діапазон рішень із оптимальних за Парето та визначитися з одним оптимальним.

Таким чином, рішення багатокритеріальної задачі оптимізації дозволяє для кожного заданого розрахункового теплового навантаження на стадії техніко-економічного обґрунтування, проектування визначити оптимальні конструктивні й технологічні параметри, що забезпечують теплотехнічну ефективність ГПГТС.

6.7. ОПТИМАЛЬНІ РЕЖИМИ РОБОТИ ГПГТС

Особливістю роботи систем геотермального теплопостачання є умовна стабільність температури геотермального теплоносія на виході з видобувної свердловини, що обумовлює ряд складностей експлуатації систем. При постійному дебіті видобувної свердловини протягом опалювального періоду, а також у неопалювальний період температурний потенціал геотермальної води, що нагнітається після споживача в пласт, може залишатися досить високим. У цьому випадку система буде мати низький коефіцієнт використання теплоти, що є причиною низької термодинамічної ефективності системи геотермального

теплопостачання. Дотримання графіка відпускання теплоти залежно від температури зовнішнього повітря кількісним регулюванням у системах геотермального теплопостачання реалізується складно (технічно).

Підвищена мінералізація геотермальних вод, можлива наявність розчинених агресивних газів не дозволяють використовувати геотермальний теплоносіє безпосередньо в системах опалення та гарячого водопостачання. Застосування теплообмінників завищує температуру скидної геотермальної води на 5–10 °С від максимально можливого охолодження.

Якщо застосовані термальні та високотермальні води, що мають температуру менше, ніж теплоносіє у подавальному трубопроводі, згідно з температурним графіком, то необхідно проектувати піковий догрівач (електричний, газовий теплогенератор і т. ін.).

При комбінації двох джерел теплової енергії на геотермальній тепловій станції – геотермальної енергії й, наприклад, природного газу – розподіл відпускання теплоти від кожного джерела буде залежати від прийнятого температурного графіка системи теплопостачання.

На рис. 6.18 наведена схема гібридної паливно-геотермальної теплової станції, що забезпечує тепловою енергією системи опалення та гарячого водопостачання та включає піковий догрівач – теплогенеруючу установку, що працює на природному газі.

Для даної системи прийнято, що теплове навантаження системи гарячого водопостачання $Q_{\text{вн}}$ повністю покривається геотермальною енергією, а системи опалення Q_o – від двох джерел теплової енергії. Періоди роботи геотермального джерела та теплогенеруючої установки на систему опалення, як окремо, так і сумісно, визначаються прийнятим температурним графіком, тепловою потужністю системи опалення, дебітом та температурою геотермальної рідини на гирлі видобувної свердловини, кліматичними умовами району будівництва.

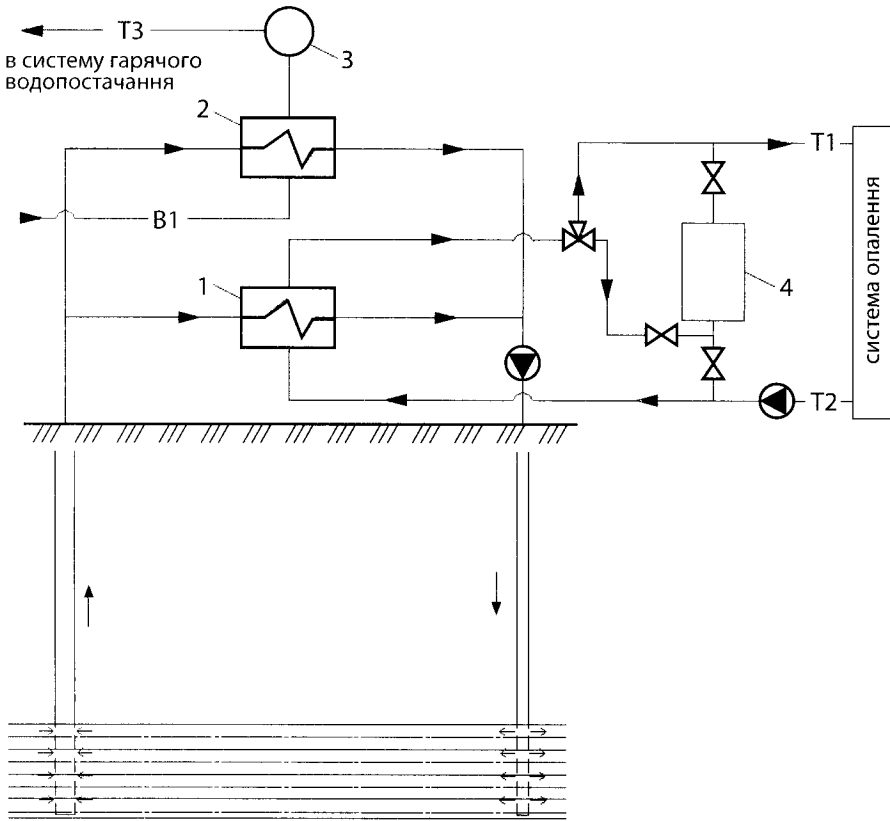


Рис. 6.18. Схема гібридної паливно-геотермальної теплової станції:
1 – теплообмінник системи опалення; 2 – теплообмінник системи гарячого водопостачання; 3 – бак-акумулятор системи гарячого водопостачання;
4 – теплогенеруюча установка

Необхідно відзначити, що регулювання відпускання теплоти безпосередньо від геотермального теплоносія до теплоносія системи опалення чи гарячого водопостачання може бути тільки кількісним. Потреба у геотермальній рідині для системи опалення при прийнятій протитоковій схемі руху теплоносіїв у теплообміннику та мінімально допустимій різниці температур $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ між теплоносіями, що нагріває (геотермальним) та нагрівається (теплоносій у зворотному трубопроводі) визначатиметься наступними рівняннями:

$$G_{z.o.}(t) = \frac{Q_o(t) \cdot 10^3}{c \cdot (t_z' - t_{z.o.}''(t))}, \quad (6.46)$$

якщо $\tau_1(t) < t'_2 - 10$; відповідно покриття теплового навантаження системи опалення забезпечується виключно геотермальною енергією;

$$G_{z.o.}(t) = \frac{Q_{o\ max} \cdot (t' - 10 - \tau_2(t)) \cdot 10^3}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2) \cdot (t'_2 - t''_{z.o.}(t))}, \quad (6.47)$$

якщо $\tau_1(t) \geq t'_2 - 10, \tau_2(t) < t'_2 - 10$; відповідно покриття навантаження системи опалення забезпечується сумісною роботою ГЦС та теплогенеруючої установки;

$$G_{z.o.}(t) = 0, \quad (6.48)$$

якщо $\tau_2(t) \geq t'_2 - 10$; відповідно покриття теплового навантаження системи опалення забезпечується виключно теплогенеруючою установкою.

В формулах (6.46–6.48) прийняті такі умовні позначення:

t – температура зовнішнього повітря, °С;

t'_2 – температура геотермального теплоносія на гирлі видобувної свердловини, °С;

$t''_{z.o.}(t)$ – температура геотермального теплоносія після теплообмінника системи опалення, °С;

τ_1, τ_2 – максимальна температура теплоносія системи опалення відповідно в подавальному та зворотному трубопроводах згідно з температурним графіком, °С;

$\tau_1(t), \tau_2(t)$ – температура теплоносія системи опалення відповідно в подавальному та зворотному трубопроводах в залежності від температури зовнішнього повітря;

$G_{z.o.}(t)$ – витрата геотермального теплоносія, кг/с;

$Q_{o\ max}$ – максимальна теплова потужність системи опалення, МВт.

За тепловими балансами теплообмінників систем гарячого водопостачання та опалення, а також за формулами (6.46–6.48) можливо спрогнозувати режими відпускання теплоти гібридної паливно-геотермальної теплової станції (рис. 5.31) при різних варіантах температурного графіка системи опалення, теплових потужностях системи тепlopостачання.

Для прикладу виконано дослідження режимів відпускання теплоти гібридної паливно-геотермальної теплової станції максимальною тепловою потужністю 1 МВт (теплове навантаження системи опалення 0,75 МВт, теплове навантаження системи гарячого водопостачання 0,25 МВт, район будівництва – м. Джанкой в Криму, температура геотермальної рідини на гирлі видобувної свердловини 64 °С). Розглянуто два варіанти системи опалення при температурних графіках 90–70 °С та 70–50 °С.

Для варіанту теплопостачання при температурному графіку системи опалення 90–70 °С включення пікового догрівача необхідне при температурі зовнішнього повітря +2 °С, а для варіанта з температурним графіком системи опалення 70–50 °С – при –5 °С (рис. 6.19).

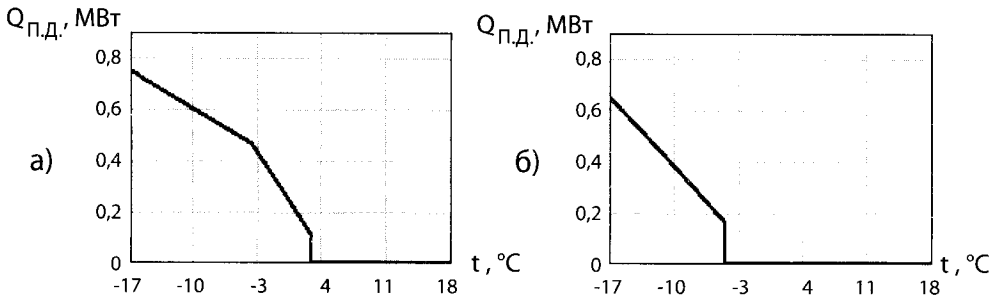


Рис. 6.19. Графіки зміни теплової потужності пікового догрівача ГПГТС для покриття теплового навантаження на систему опалення залежно від температури зовнішнього повітря: а) при температурному графіку 90–70 °С; б) при температурному графіку 70–50 °С

Максимальна теплопродуктивність пікового догрівача у першому варіанті складала 750 кВт, у другому – 648 кВт. Враховуючи, що для м. Джанкой середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період становить 1,5 °С, тривалість роботи пікового догрівача при температурному графіку 70–50 °С буде менше, ніж при температурному графіку 90–70 °С.

Теплопродуктивність геотермального джерела для покриття теплового навантаження на систему опалення представлена на рис. 6.20.

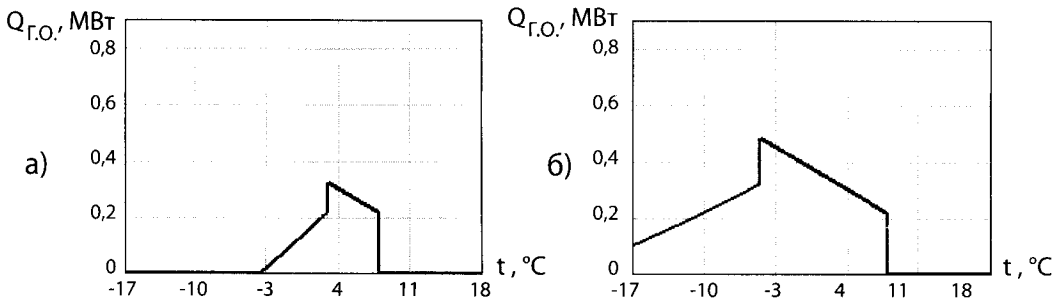


Рис. 6.20. Графіки зміни теплопродуктивності геотермального джерела для покриття теплового навантаження на систему опалення залежно від температури зовнішнього повітря: а) при температурному графіку 90–70 °С; б) при температурному графіку 70–50 °С

При температурному графіку системи опалення 90–70 °С робота геотермального джерела для покриття теплового навантаження даної системи припиняється

при температурі зовнішнього повітря $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$, тому що при даній температурі зовнішнього повітря й нижче температури геотермального теплоносія недостатньо для здійснення процесу теплообміну в теплообмінному апараті з метою нагрівання теплоносія системи опалення відповідно до температурного графіка. У системі тепlopостачання з температурним графіком системи опалення $70\text{--}50\text{ }^{\circ}\text{C}$ геотермальне джерело протягом усього опалювального періоду повністю або частково покриває теплове навантаження системи опалення.

Графіки зміни температури геотермального теплоносія після теплообмінника системи опалення й на гирлі нагнітальної свердловини залежно від температури зовнішнього повітря представлені на рис. 6.21 і 6.22 відповідно.

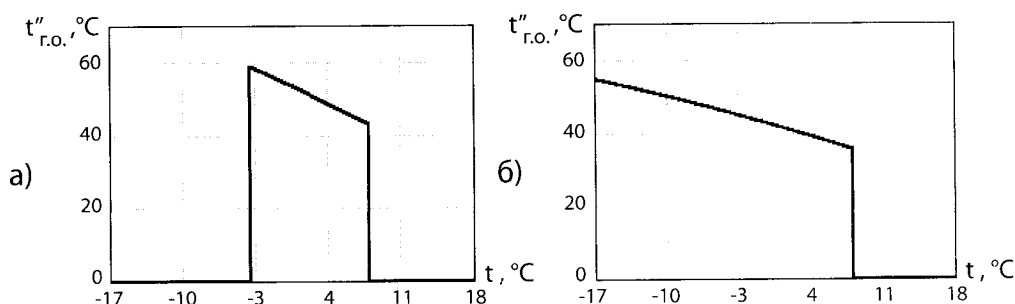


Рис. 6.21. Графіки зміни температури геотермального теплоносія після теплообмінника системи опалення залежно від температури зовнішнього повітря: а) при температурному графіку $90\text{--}70\text{ }^{\circ}\text{C}$; б) при температурному графіку $70\text{--}50\text{ }^{\circ}\text{C}$

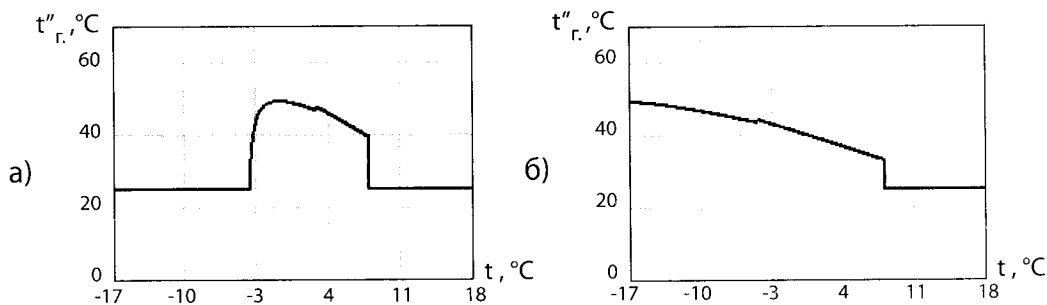


Рис. 6.22. Графіки зміни температури геотермального теплоносія на гирлі нагнітальної свердловини залежно від температури зовнішнього повітря: а) при температурному графіку $90\text{--}70\text{ }^{\circ}\text{C}$; б) при температурному графіку $70\text{--}50\text{ }^{\circ}\text{C}$

Для системи геотермального тепlopостачання з температурним графіком системи опалення $90\text{--}70\text{ }^{\circ}\text{C}$ при рівних температурах зовнішнього повітря характерні більш високі температури використаного геотермального теплоносія, що обумовлює порівняно більш низький коефіцієнт використання геотермальної енергії, ніж при температурному графіку $70\text{--}50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Залишкову теплоту геотермальних вод після теплообмінника системи опалення можна утилізувати в теплообмінниках першого ступеня нагрівання системи гарячого водопостачання або використовуючи теплові насоси як додаткове джерело теплоти для системи опалення.

Згідно з графіками витрати теплоти (рис. 6.23) за опалювальний період частка теплового навантаження системи тепlopостачання, що покривається геотермальною енергією, для варіанта ППГТС при температурному графіку 90–70 °С склала 76,5 %, а для варіанта з температурним графіком 70–50 °С – 97,5 %.

Таким чином, для варіанта ППГТС при температурному графіку 70–50 °С споживання природного газу для вироблення теплової енергії буде меншим на 21 % порівняно з варіантом при температурному графіку 90–70 °С.

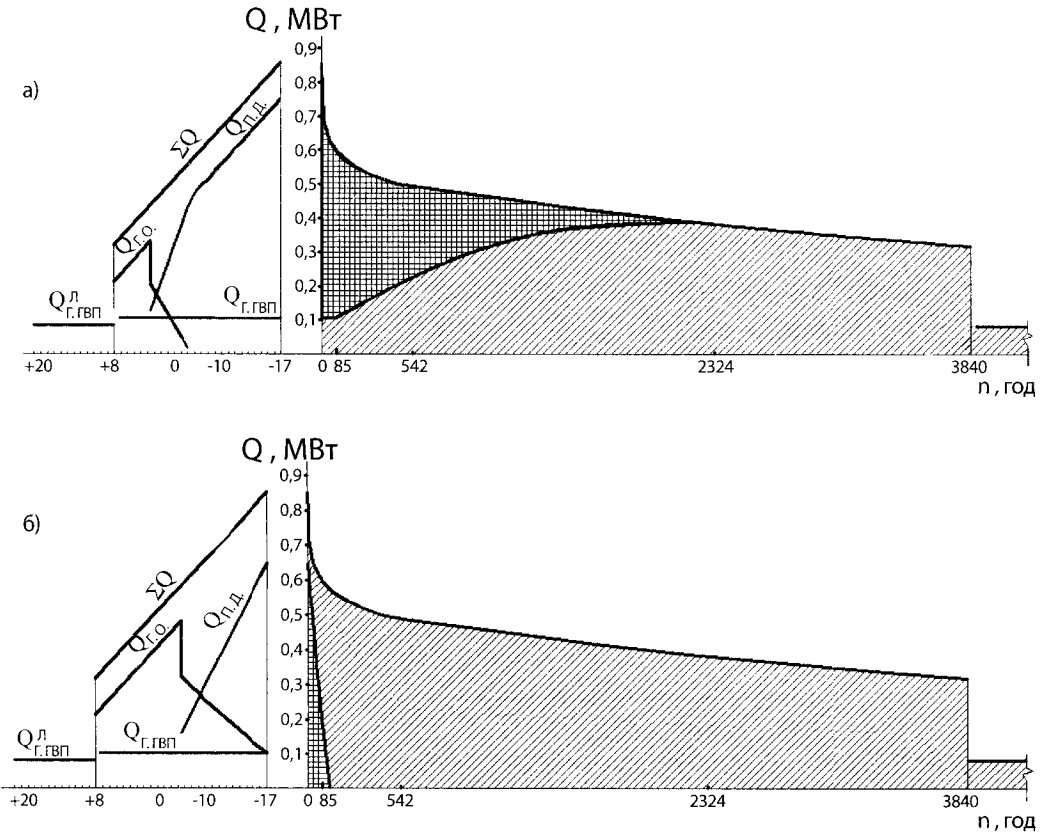


Рис. 6.23. Графіки витрати теплоти ППГТС: а) при температурному графіку 90–70 °С; б) при температурному графіку 70–50 °С (квадратне штрихування – частина теплоти, що покривається піковим догрівачем (газовим котлом), похиле штрихування – частина теплоти, що покривається геотермальною енергією)

Наведений аналіз показує значимість прийнятого температурного графіка на режими відпускання теплоти від ГПГТС.

Для вибору раціональних режимів відпускання теплоти від ГПГТС виконано їх порівняння за ексергетичним ККД та витратами на енергоносії (електроенергія та природний газ) при виробництві 1 ГДж теплової енергії для системи опалення при температурних графіках: 90–70 °С, 70–50 °С, 50–35 °С (розподіл теплових навантажень: 75 % – опалення, 25 % – гаряче водопостачання). Одержано графічні залежності вказаних показників від температури зовнішнього повітря та прийнятого температурного графіка (рис. 6.24, 6.25).

За результатами досліджень встановлено, що раціональним режимам відпускання теплоти від ГПГТС відповідають знижені температурні графіки, які забезпечують максимальні значення ексергетичного ККД та мінімальні витрати на енергоносії за рахунок покриття переважної частки або всього теплового навантаження геотермальною енергією.

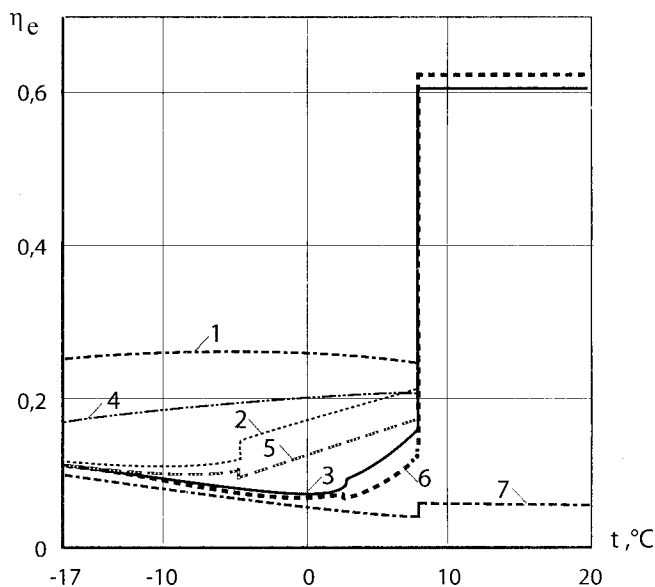


Рис. 6.24. Графіки зміни ексергетичного ККД системи тепlopостачання від ГПГТС залежно від температури зовнішнього повітря та температурного графіка: 1–50–35 °С, 2–70–50 °С, 3–90–70 °С, 7 – теплопостачання від газової котельні (теплове навантаження 1,0 МВт); 4–50–35 °С, 5–70–50 °С, 6–90–70 °С (теплове навантаження 3,0 МВт)

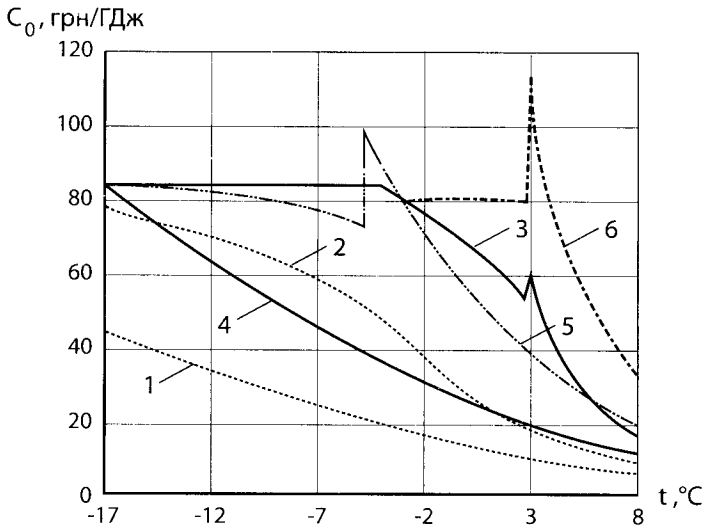


Рис. 6.25. Графіки зміни витрат на енергоносії для виробництва 1 ГДж теплової енергії на опалення від ГПГТС залежно від температури зовнішнього повітря та температурного графіка: 1–50–35 °C, 2–70–50 °C, 3–90–70 °C (теплове навантаження 1,0 МВт); 4–50–35 °C, 5–70–50 °C, 6–90–70 °C (теплове навантаження 3,0 МВт)

Визначено, що витрати на енергоносії для опалення від газової котельні в середньому в 1,3–1,5 разів більші, ніж від ГПГТС при температурному графіку 90–70 °C, і в 4–6 разів більші, ніж від ГПГТС при температурному графіку 50–35 °C. Зменшити витрати на енергоносії, що відповідають екстремумам на графіках 5 та 6 (рис. 6.25), можливо за рахунок включення пікового догрівача раніше, ніж за розрахованим графіком відпускання теплоти, тобто при температурі зовнішнього повітря на 1–3 °C вище за значення температури, якому відповідає максимум витрат на енергоносії.

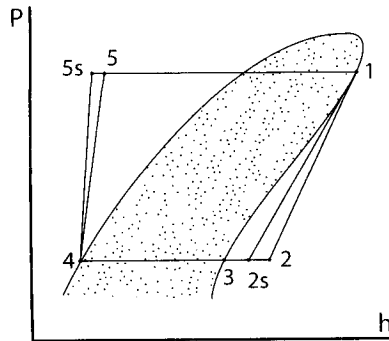
КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Визначити питоме вироблення електроенергії в бінарному геотермальному циклі при ККД, що дорівнює 10 %, і питомій кількості підведеної теплоти 500 кДж/кг.
2. Визначити параметри бінарної енергетичної установки: питому роботу турбіни, теплоту що відводиться в конденсаторі, питому роботу насоса, теплоту, що підводиться до випарника, ККД циклу.

Відомі значення ентальпії робочої речовини:

$$h_1 = 741 \text{ кДж/кг}; h_2 = 663,4 \text{ кДж/кг}; h_3 = 578,2 \text{ кДж/кг}; h_4 = 249,5 \text{ кДж/кг};$$

$$h_5 = 253,6 \text{ кДж/кг}.$$



Цикл енергетичної установки

Відповідь: ККД циклу дорівнює 15,1 %.

ЛІТЕРАТУРА

- 6.1. Редько А. О. Рациональні термодинамічні параметри циклів багатоступінчатої геотермальної станції. Проблеми машинобудування. ІПМаш НАНУ, 2010. – Т.13. – №4. С. 76–82.
- 6.2. Di Pippo R. Geothermal Power Plants: Principles, Applications and Case Studies. – Oxford OX51GB, UK, 2005. – 450 с.
- 6.3. Редько А. О. Методи підвищення ефективності систем геотермального теплопостачання. – Макіївка: ДонНАСА, 2010. – 302 с.
- 6.4. Алхасов А. Б. Геотермальна енергетика: проблеми, ресурси, технології Спб. : ФІЗМАТЛІТ, 2008. – 376 с.

РОЗДІЛ 7. ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ БІОГАЗУ ТА ЕНЕРГООЩАДНІ ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ БІОКОНВЕРСІЇ

7.1. НАПРЯМКИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТА ТЕРМОСТАБІЛІЗАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ БІОКОНВЕРСІЇ

Біоконверсія є технологічним процесом, який передбачає перероблення органічної маси з метою отримання теплоти або палива високої якості, а також екологічно чистих органічних добрив. Біоконверсія є одним з найважливіших відновлюваних джерел енергії з найбільшим потенціалом. На сьогодні у країнах Євросоюзу функціонує понад 6 500 біореакторів різного типу, що дає змогу отримувати понад 10 млн. МВт·год. електричної та близько 10 млн. Гкал теплової енергії щорічно. Україна знаходиться серед 10 найбільших потенціальних виробників відновлюваної біоенергетичної енергії в світі. Використання нетрадиційних джерел енергії дозволить суттєво зменшити енергозалежність нашої держави та негативний вплив на екологічний стан навколишнього середовища.

Зростання вартості традиційних енергоносіїв та подальше техногенне навантаження на природне середовище зумовлюють всебічне використання відновлюваних альтернативних джерел енергії. До 65 % відновлюваних енергоносіїв можна отримати із органіки сільськогосподарського походження. Економічно доцільний потенціал біомаси України становить 27 млн. тонн умовного палива. Середня кількість біогазу, яку можна отримати з 1 м³ виділень тварин, оцінюється у 20–25 м³, хоча рентабельною кількістю в техніко-економічному відношенні вважається 30–35 м³. Таку кількість газу можна отримати шляхом поєднання виділень тварин та господарських відходів з іншою сировиною, яка відрізняється високим вмістом сухої органічної маси.

Біогазовий потенціал залишкової біомаси складає в Україні 2,13 млн. т у. п. Новітні технології біоконверсії дозволяють отримувати біопалива в різних агрегатних станах, а саме твердому (брикети, гранули тощо), рідкому (біодизель) й газовому (біогаз), та екологічно чисті органічні добрива.

Враховуючи вид виробленого кінцевого продукту (тверде, рідке або газоподібне паливо), існують різні способи перероблення біомаси: термічний, хімічний, термохімічний, біологічний, біохімічний, в яких задіяні термохімічні,

* В підготовленні матеріалу приймали участь к.т.н. Анохіна К. В. та к.т.н. Джеджула В. В.

біохімічні та агрохімічні процеси. Вибір способу перероблення органічних відходів сільськогосподарського виробництва та відходів тваринного походження харчових виробництв залежить від виду біомаси, кінцевої мети (одержання твердого, рідкого або газоподібного палива), економічної та екологічної доцільності та ін. Залежно від способів перероблення органічної маси на рис. 7.1 наведено класифікацію основних типів енергетичних процесів.

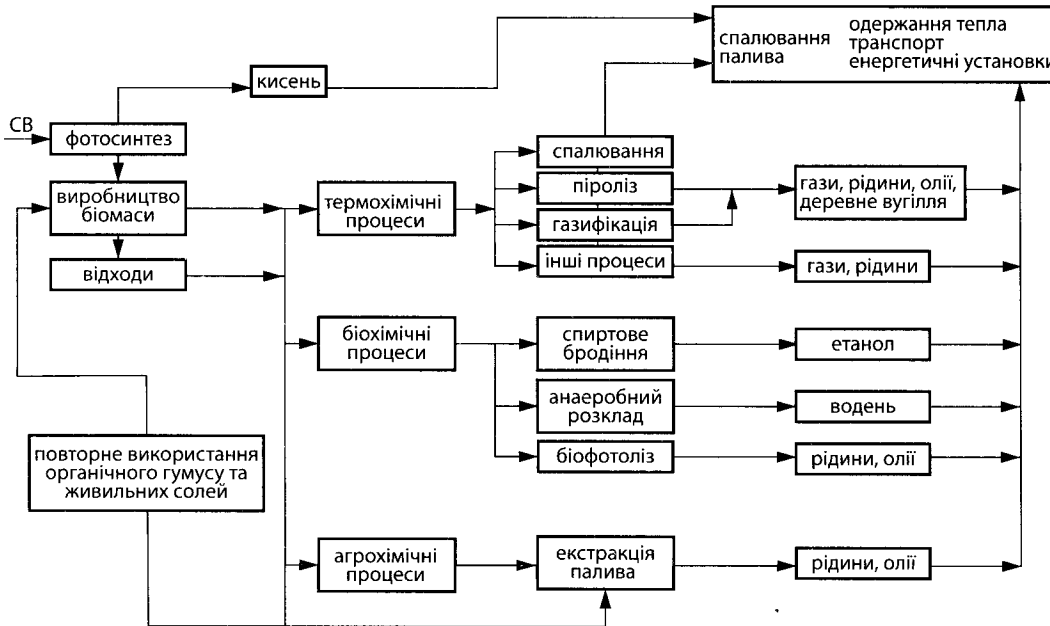


Рис. 7.1. Енергетичні процеси перероблення біомаси

Термохімічні процеси включають в себе спалювання, піроліз, газифікацію та гідрогенізацію. Спалювання використовують з метою отримання теплоти із сухого гомогенного палива. Під час піролізу біомасу нагрівають до температури 450–550 °С без доступу повітря, в результаті чого отримують твердий залишок – кокс (деревне вугілля), гази (CO , CO_2 , H_2 , H_2O тощо) та рідинну масу (спирти, олії тощо). При газифікації відбувається нагрівання (часткове спалювання) палива з обмеженою кількістю повітря у діапазоні температур 800–1 600 °С та тиску від 1,0 до 10,0 МПа. Під час газифікації утворюється синтез-газ (CO , H_2 , CH_4 у відповідній пропорції). Гідрогенізація відбувається з різними варіантами попередньої підготовки сировини і проведення самого процесу.

До біохімічних процесів відносять спиртову ферментацію, анаеробну переробку та біофітоліз. В результаті спиртової ферментації утворюється етиловий спирт, що є альтернативою бензину. Під час анаеробної переробки

мікроорганізми в безкисневому середовищі, поглинають енергію, безпосередньо переробляють вуглевмісні компоненти і виробляють в наслідок цього діоксид вуглецю (CO_2) і метан (CH_4). Отриману суміш CO_2 і CH_4 , а також супутніх газів, називають біогазом. Біофітоліз є розкладення води на водень та кисень під дією світла. Агрохімічним процесом є екстракція палива.

Отримання біогазу із органічних відходів базується на їх властивості виділяти горючий газ в результаті метанового бродіння в анаеробних умовах. Біогаз, що утворюється при метановому бродінні, являє собою суміш, що складається із 50–80 % метану, 15–20 % вуглекислого газу, біля 1 % сірководню, а також незначної кількості деяких інших газів (азоту, кисню, водню, аміаку, окису вуглецю тощо).

Об'ємна теплота згорання становить 21–25 МДж/м³. Біогаз зріджується за температури (– 161,5 °С). Для обігрівання житлового будинку необхідно 60 м³/рік на 1 м² житлової площі, а на отримання 1 кВт · год. електроенергії 0,7–0,8 м³ біогазу. Для двигунів внутрішнього згорання рекомендується використовувати суміш 80–85 % біогазу та 15–20 % рідкого палива.

Вихід і склад біогазу визначається значною кількістю чинників, але в основному залежить від складу вихідної сировини. Вихід біогазу з різних відходів сільськогосподарського виробництва та органічних побутових й промислових відходів наведено у табл. 7.1.

Таблиця 7.1. Вихід біогазу і вміст у ньому метану із різних видів відходів

Вихідна сировина	Вихід біогазу на 1 кг сухої речовини, дм ³ /кг	Вміст метану (CH_4), %
Гній великої рогатої худоби	200–300	50
Гній свинячий	340–480	60–75
Кінський гній із соломкою	250	56–60
Бадилля картопляне	420	60
Стебла кукурудзи	420	53
Солома пшенична	342	58
Лузга соняшникова	300	60
Силос	250	84
Трава свіжа	360	52
Буряк	430	84
Відходи моркви	250	60
Тирса деревини	220	51

Вихідна сировина	Вихід біогазу на 1 кг сухої речовини, дм ³ /кг	Вміст метану (CH ₄), %
Твердий осад стічних вод	570	70
Фекальний осад	250–310	60
Домашні відходи і сміття	600	50

Технологія виробництва метану також залежить від вмісту інертних речовин: чим їх більше, тим менший вихід метану на одиницю маси відходів. Анаеробні біореактори з іммобілізованою мікрофлорою є більш поширеними, ніж аеробні біорегенератори.

Основні тенденції розвитку систем біоконверсії визначаються вимогами охорони навколишнього середовища та можуть бути досягнуті в результаті використання як аеробного, так і анаеробного способу бродіння.

Вирішальними факторами при виборі конкретного способу бродіння є:

- первинні та експлуатаційні витрати;
- надійність біогазового обладнання в експлуатації;
- вимоги до технічного обслуговування та персоналу;
- ефективність використання отриманої продукції.

Ефективність перероблення біомаси в енергетичну продукцію досягається лише за раціональних параметрів технологічних процесів і машин для переробних підприємств, що здійснюють конверсію біосировини. Формалізація зв'язків між параметрами обладнання та параметрами процесів, адаптивних до наявної сировини, дозволить підвищити ефективність біоенергетичних виробництв та показники якості біопалива.

Для досягнення високої ефективності роботи біореакторів та отримання максимальної кількості біогазу із одиниці об'єму біомаси необхідно створити оптимальні технологічні параметри в біореакторі. На інтенсивність процесу зброджування і, як наслідок, утворення біогазу впливають чотири групи факторів: біологічні, фізичні, хімічні та організаційно-технологічні.

Структурну схему шляхів інтенсифікації процесу анаеробного бродіння субстрату в біореакторах наведено на рис. 7.2.

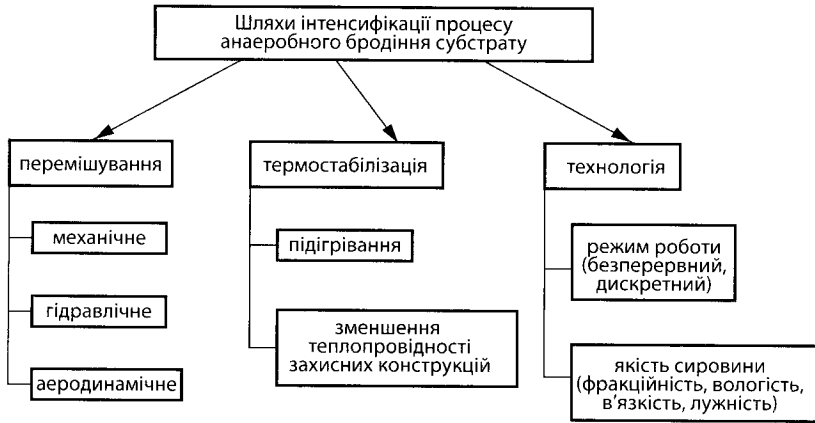


Рис. 7.2. Структурна схема шляхів інтенсифікації процесу анаеробного бродіння субстрату в біореакторах

До біологічних факторів відносяться: склад зброджуваної біомаси (вміст білків, жирів, вуглеводів, лігнінів); склад мікрофлори (кількість і групи мікроорганізмів відповідної стадії розкладання); умови життєдіяльності мікроорганізмів (вміст шкідливих домішок). Фізичні фактори включають: температуру зброджування; тиск у біореакторах; гідравлічний режим. Хімічні фактори визначаються кислотністю середовища (величина рН); вмістом летючих жирних кислот у зброджуваній масі; обсягом і складом біогазу, що утворюється. Організаційно-технологічні фактори передбачають:

- дозу добового завантаження нових порцій зброджуваної маси;
- навантаження за беззольною речовиною;
- вміст у біомасі речовин, що не піддаються переробці.

Залежно від температурного інтервалу, що підтримується в біореакторі в процесі роботи, розрізняють такі режими зброджування:

- криофільний ($t < 20\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{opt}} = 5\text{--}15\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- мезофільний ($t = 25\text{--}45\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{opt}} = 32\text{--}42\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- термофільний ($t = 45\text{--}55\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{opt}} = 48\text{--}51\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Криофільний режим зброджування не потребує спеціального підігрівання субстрату, протікає при температурі навколишнього середовища і використовується на невеликих індивідуальних установках у країнах з теплим кліматом. Як правило, такі установки мають дискретний характер завантаження і вивантаження. Перевагою криофільного режиму є відсутність витрат теплової енергії на підтримання стабільної температури. До недоліків слід віднести повільне протікання біологічних процесів і низький вихід біогазу.

Мезофільний режим зброджування, як це підтверджено дослідженнями і практикою експлуатації установок, протікає найбільш інтенсивно в температурному інтервалі 32–42 °С. При цьому найбільш активно «працюють» метаногенні бактерії з максимальним утворенням біогазу. Однак відхилення від оптимального інтервалу температур на ± 5 °С приводить до зменшення виходу біогазу в 2–2,5 рази, що свідчить про чутливість бактерій до температури середовища і потребує виконання конструктивно-технологічних заходів щодо її підтримання. Підігрівання і підтримання стабільної температури зброджування здійснюється, як правило, прокачуванням нагрітої води через спеціальні теплообмінники, змонтовані в біореакторі. Нагріту воду одержують у котельному агрегаті, використовуючи для його роботи частину біогазу.

Термофільний режим дає можливість одержувати максимальну кількість біогазу за короткий термін зброджування. Інтенсивність зброджування в 2 рази вища, а час перебування в біореакторі в 2 рази менший, ніж при мезофільному. Однак підтримання порівняно високої температури потребує значних витрат енергії.

Для виробництва біогазу використовують різні за конструктивними особливостями біореактори. Показником ефективної роботи такої установки є продуктивність, вихід біогазу з одиниці об'єму біомаси, тривалість робочого циклу та енергетичні витрати на забезпечення інтенсифікації та термостабілізації біоконверсії. Ці показники в основному визначають собівартість виробництва біогазу.

Процес біоконверсії органічних відходів потребує значних витрат енергії, що може призвести до збитковості процесу утворення біогазу в біореакторі. Термостабілізація та інтенсифікація анаеробного бродіння в біореакторах є ефективним рішенням проблем повторного використання теплоти та зниження витрат на технологічний процес утворення біогазу.

Принципову енергоефективну технологічну схему процесу біоконверсії в біореакторі наведено на рис. 7.3. Субстрат із накопичувального резервуара після подрібнення та стерилізації в блоці підготовки субстрату надходить до біореактора. Процес анаеробного бродіння відбувається ефективніше при його інтенсифікації та термостабілізації. Інтенсифікувати процес вивільнення біогазу можливо за рахунок перемішування органічної маси віброактивацією, барботуванням чи механічним способом. Важливим аспектом стабільності теплового режиму в біореакторі є підігрівання субстрату та одночасна теплоізоляція стінок реактора від коливань температур навколишнього середовища.

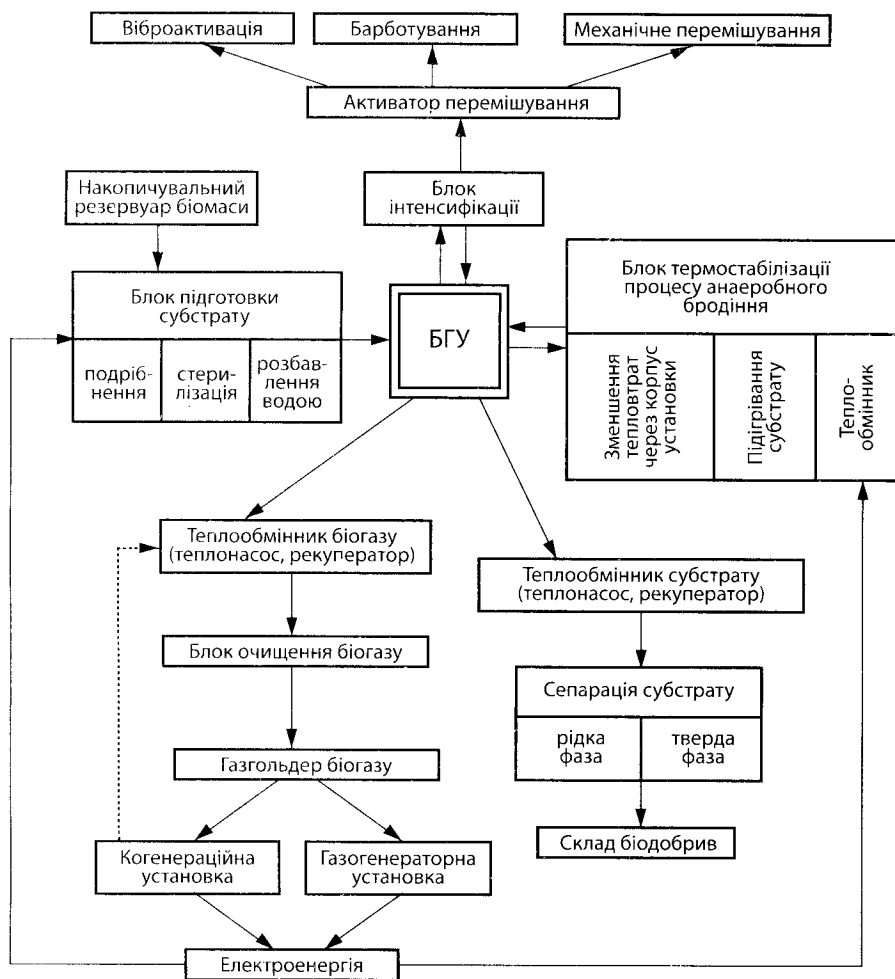


Рис. 7.3. Принципова енергоощадна технологічна схема процесу біоконверсії

Теплота вихідної газової суміші та відпрацьованої біомаси є ефективним джерелом енергії, що повторно використовується для технологічних процесів всередині біореактора. Такі термостабілізаційні системи забезпечуються використанням теплового насоса чи теплообмінника. За рахунок повторного використання теплоти досягається енергоефективність процесу анаеробного бродіння та значно підвищується продуктивність біореактора.

На процес анаеробного бродіння в біореакторі впливають фактори, вдосконалення яких приводить до збільшення ефективності використання сировини для утворення біогазу та зменшення витрат на весь технологічний процес. Фактори вдосконалення напрямків анаеробного бродіння в біореакторі наведено на рис. 7.4.

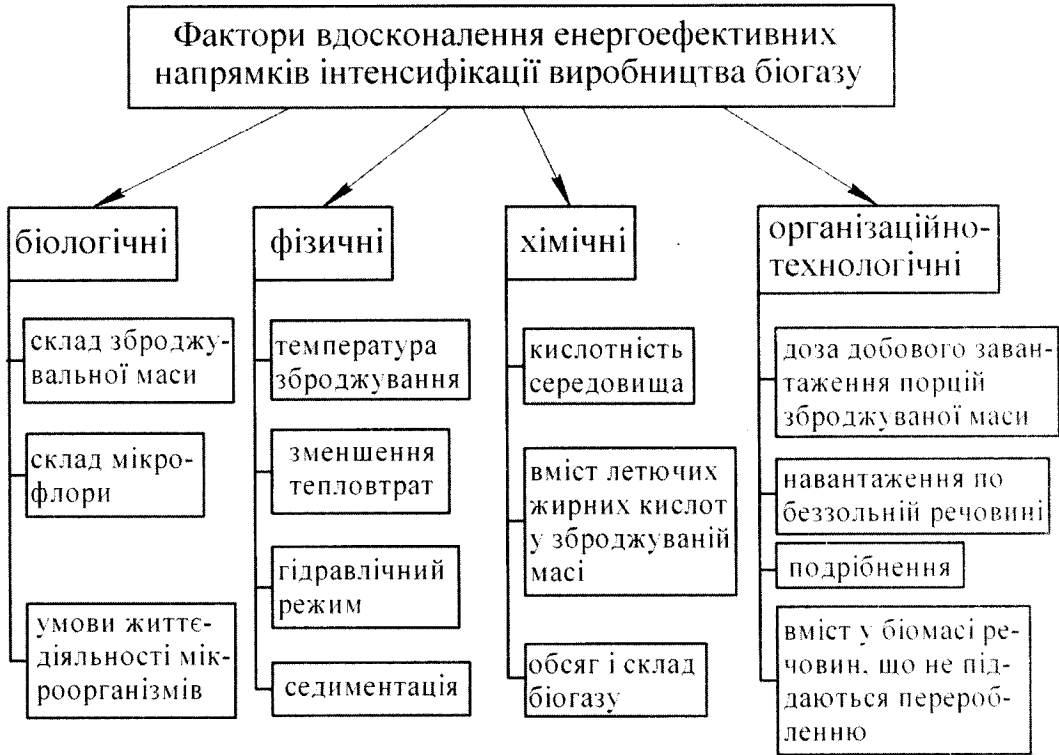


Рис. 7.4. Класифікація факторів вдосконалення енергоощадних напрямків процесу виробництва біогазу

З рис. 7.4 видно, що окрім властивостей та характеристик органічної маси, яка використовується для процесу отримання біогазу, на технологічний процес впливають фізичні фактори в біореакторі, зокрема температура зброджування та гідравлічний режим. Ці чинники є важливими при вдосконаленні устаткування для виробництва біогазу. Використовуючи устаткування з оптимальними параметрами підігрівання та перемішування субстрату в біореакторі, можливо досягти енергоефективного технологічного процесу виробництва біогазу.

Тривалість робочого циклу біореактора для забезпечення максимального виходу біогазу з одиниці об'єму біомаси визначається за умови

$$\tau_{p.c.} = f(\tau_z, \tau_{n.f.}, \tau_\phi, \tau_\sigma) \rightarrow \tau_{min}, \quad (7.1)$$

де τ_z – час завантаження біомаси в біореактор;

$\tau_{n.f.}$ – час підготовки біомаси до активної фази ферментації;

τ_ϕ – час активної ферментації біомаси;

τ_σ – тривалість вивантаження відрацьованої біомаси із реактора.

Суттєва частина тривалості робочого циклу біореактора (80 % – 90 %) становить період активної ферментації біомаси, що визначається режимом анаеробного бродіння, кількісним та якісним вмістом в субстраті органічної речовини, енергетичними витратами із забезпечення термостабілізації процесу анаеробного бродіння. Основними напрямками зменшення періоду активної ферментації біомаси є інтенсифікація та термостабілізація технологічного процесу виробництва біогазу.

Анаеробний процес, який проходить в біореакторі, споживає певну кількість енергії: теплової енергії – для підтримання термостабільності в реакторі та попереднього нагрівання субстрату до температури зброджування; механічної енергії – для здійснення перемішування середовища в ємкостях і переміщення матеріальних потоків субстрату. Експлуатація біореакторів потребує забезпечення стабільного температурного режиму за різних умов навколишнього середовища. Коливання температур субстрату не повинно перевищувати сприятливих меж для ферментації бактерій.

Технологія метанового бродіння в біореакторі потребує дотримання меж температурних режимів, інтенсифікації теплообміну між нагрівником і субстратом шляхом його перемішування. Схему до моделювання енергоощадних тепломасообмінних процесів в біореакторі з перемішувальним пристроєм наведено на рис. 7.5.

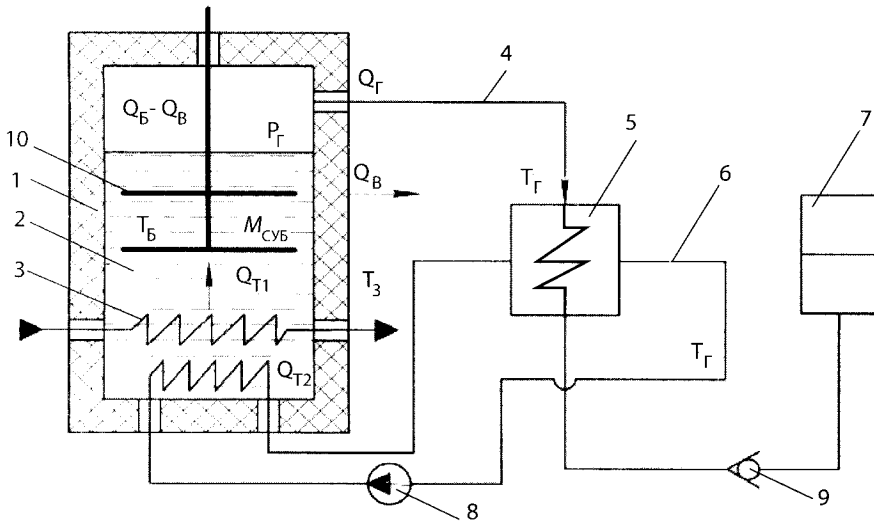


Рис. 7.5. Схема до моделювання енергоощадних тепломасообмінних процесів:

- 1 – теплоізоляційний корпус; 2 – субстрат; 3 – нагрівник; 4 – газопровід;
- 5 – утилізаційний теплообмінник; 6 – магістраль рециркуляції вторинного теплоносія;
- 7 – резервуар накопичення біогазу; 8 – нагнітач теплоносія; 9 – запобіжний клапан;
- 10 – перемішувальний пристрій

Рівняння масообмінних процесів в біореакторі описується формулою

$$m_{СУБ} = m'_{СУБ} + m_{Г} \quad (7.2)$$

де $m_{СУБ}$ – маса субстрату, який завантажується в реактор, кг;

$m'_{СУБ}$ – маса субстрату після перероблення в біореакторі, кг;

$m_{Г}$ – маса газу, який утворився із субстрату внаслідок анаеробного бродіння, кг.

Враховуючи питому вагу складових інгредієнтів в біореакторі, густина яких за рахунок перемішування субстрату є однорідною у всьому об'ємі, рівняння (7.2) матиме вигляд:

$$V_{Т} \rho_{Т} + V_{Р} \rho_{Р} = \rho_{Т} \frac{dV_{Т}}{d\tau} \tau + \rho_{Р} \frac{dV_{Р}}{d\tau} \tau + V_{Г} \rho_{Г}, \quad (7.3)$$

де $V_{Т}$ – об'єм твердої фази субстрату на вході в біореактор, м³;

$V_{Р}$ – об'єм рідкої фази субстрату на вході в біореактор, м³;

$V_{Г}$ – об'єм газу, який утворюється внаслідок анаеробного бродіння субстрату, м³;

$\rho_{Т}$ – густина твердої фази субстрату, кг/м³;

$\rho_{Р}$ – густина рідкої фази субстрату, кг/м³;

$\rho_{Г}$ – густина біогазової суміші, кг/м³.

Вирази $\rho_{Т} \frac{dV_{Т}}{d\tau} \tau$ та $\rho_{Р} \frac{dV_{Р}}{d\tau} \tau$ характеризують зміну мас твердої та рідкої речовини субстрату після її перероблення в біореакторі.

Тепловий режим в біореакторі залежить від теплоізоляційних властивостей зовнішніх його огорожень, додаткової енергії, яка надходить в біореактор для забезпечення термостабілізації, а також від режиму анаеробного бродіння, для підтримання якого повинен дотримуватись тепловий баланс втрат та надходжень теплоти.

Рівняння теплового балансу біореактора за умови рівномірного розподілення температурних полів в його об'ємі, що забезпечується перемішуванням субстрату, описується залежністю

$$Q_{Б} = \alpha_{Т} F_{Б} (T_{Б} - T_{З}) + m_{Б} c_{m} \cdot (T_{Б} - T_{З}) + Q_{Т} - Q_{Г}, \quad (7.4)$$

де $Q_{Б}$ – теплота, що надходить до внутрішнього середовища біореактора, Дж;

$\alpha_{Т}$ – загальний коефіцієнт теплопередачі через корпус та теплозахисні конструкції реактора, Вт/(м²·°C);

$F_{Б}$ – площа зовнішньої поверхні корпусу біореактора, м²;

$T_{Б}$ – температура внутрішнього середовища реактора, °C;

T_3 – температура зовнішнього середовища навколо біореактора, °C;
 $\alpha_r F_b (T_b - T_3)$ – вираз, який характеризує втрати теплоти біореактора у зовнішнє середовище;
 m_b – маса субстрату, біогазової суміші та повітря в установці, кг;
 c_m – приведена питома масова теплоємність субстрату, біогазової суміші та повітря в біореакторі, Дж/(кг·°C);
 $m_b c_m \cdot (T_b - T_3) = m_b c_m \cdot \Delta T$ – вираз, який описує зміну теплоти, що акумулюється в середовищі біореактора;
 ΔT – поточна різниця температур під час анаеробного бродіння;
 $Q_I = Q_{I1} + Q_{I2}$ – додаткова загальна теплота, яка надходить в установку для термостабілізації субстрату (де Q_{I1} і Q_{I2} – теплота, що надходить, відповідно, від основного нагрівача та від утилізаційного теплообмінника 5), Дж;
 Q_r – теплота біогазової суміші, що відводиться з біореактора, Дж.

На інтенсивність процесу зброджування і, як наслідок, умови та кількість утворення біогазу впливає такий фактор як тиск. Підвищення тиску в біореакторі діє двозначно. З одного боку, підвищення загального тиску і парціального тиску діоксиду вуглецю є сприятливою умовою для одержання біогазу. З іншого боку, підвищення тиску веде до зростання розчинності метану у воді, що гальмує його вихід у газову фазу. Тому більшість біореакторів працюють при тиску, що незначно перевищує атмосферний.

Процес переміщення газової суміші із біореактора в його акумулювальну порожнину можна подати у вигляді рівняння:

$$-kRT_r dm_r = kp_r dV_r + V_r dp_r, \quad (7.5)$$

де k – показник адіабати ($k = 1,4$);
 R – питома газова стала, Дж/(кг·°C);
 T_r – температура газової суміші, яка виділилась всередині біореактора, °C;
 dm_r – зміна маси газової суміші внаслідок перероблення субстрату;
 p_r – поточний тиск газової суміші в біореакторі, Па.

7.2. ЕНЕРГООЩАДНІ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ СХЕМИ БІОГАЗОВИХ УСТАНОВОК

Сучасна біогазова установка (БГУ) – це комплекс пристроїв, пов'язаних між собою гідравлічними, механічними, електричними та інформаційними зв'язками. В час високих технологій управління виробленням біогазу повинно

бути максимально комп'ютеризованим та автоматизованим, щоб забезпечити максимальний ККД. Досягти високої продуктивності БГУ можливо при комплексному поєднанні всіх інноваційних рішень. Запропоновано принципову енергозберігаючу технологічну схему з виробництва біогазу з теплообмінником (рис. 7.6) та тепловим насосом (рис. 7.7). На рис. 7.6 зображено технологічну схему вироблення біогазу з рекуперативним теплообмінником.

Згідно з технологічною схемою біогазова установка працює таким чином. Із накопиченням в резервуарі 15 (рис. 7.6) органічних відходів вони фекальним насосом 14 відкачуються в трубопровід і подаються у верхню частину реактора 1. В реакторі 1 суміш перемішується і зволожується до необхідної концентрації сухої речовини. В процесі транспортування відпрацьований субстрат і свіжа органічна маса обмінюються теплом в теплообміннику 13. При цьому відпрацьований шлам втрачає тепло, а свіжа маса нагрівається. Підігрів субстрату здійснює теплообмінник 3, що знаходиться в реакторі 1. Регуляція потужності теплообмінника виконується за допомогою змішувальної установки, до якої входить триходовий клапан з сервоприводом 10 та циркуляційний насос 16. Температура біогазу та його тиск контролюються манометром і термометром, що розміщені в кришці реактора.

Поступово накопичений біогаз випускають у пристрої видалення сірки 5, видалення вуглекислого газу – 6, та збирають у газгольдері 7. З газгольдера 7 газ направляють трубопроводом 9 на потреби самої БГУ, а трубопроводом 8 – на потреби господарства.

Відпрацьований шлам має високий запас теплової енергії, яка зазвичай розсіюється у атмосфері. В літній період різниця температур між органічною масою, що надходить в реактор, і тою, що його покидає, досягає $D = 20$ °С. У зимовий дана різниця досить значна і може становити $D = 40\text{--}50$ °С. Для максимально повної утилізації тепла рекомендується використовувати тепловий насос, який дозволить знизити витрати тепла на нагрівання вхідної сировини в декілька разів. Схему роботи БГУ з утилізатором тепла – тепловим насосом зображено на рис. 7.7.

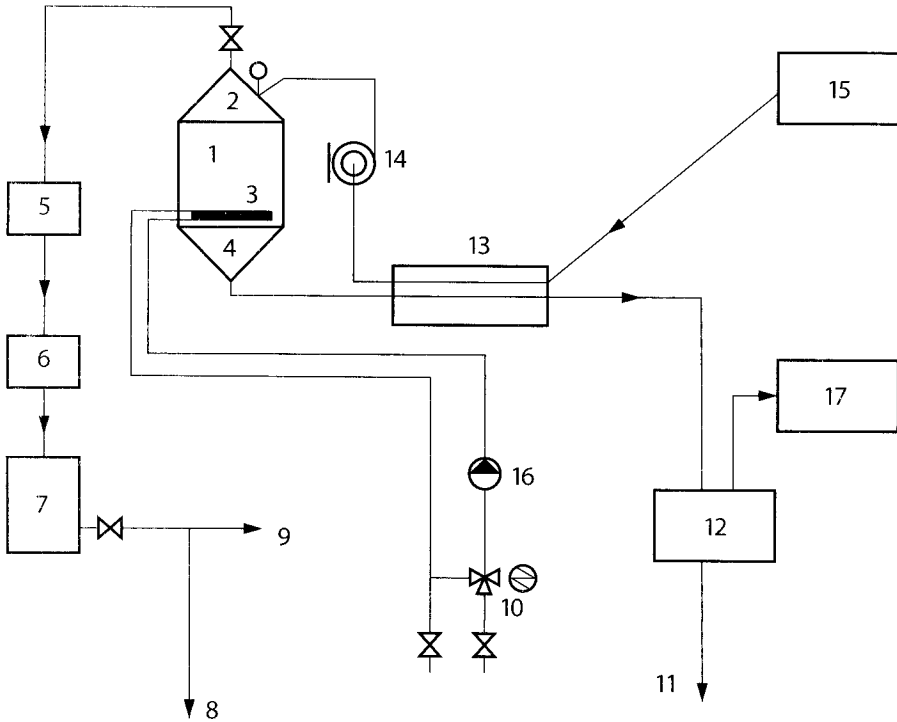


Рис. 7.6. Технологічна схема вироблення біогазу з рекуперативним теплообмінником: 1 – реактор установки з конусами доверху і донизу; 2 – верхній конус установки для збору біогазу; 3 – нагрівальний елемент трубчастого типу; 4 – нижній конус для збору шламів; 5 – пристрій для видалення сірки; 6 – пристрій для видалення вуглекислого газу; 7 – газгольдер; 8 – трубопровід, що транспортує газ на потреби господарства; 9 – трубопровід, що транспортує газ на потреби БГУ; 10 – сервопривод з триходовим клапаном; 11 – трубопровід, що транспортує рідку фазу шламів; 12 – розділювач фаз відпрацьованого субстрату; 13 – теплообмінник типу «труба в трубі» для рекуперації тепла відпрацьованого шламів; 14 – фекальний насос; 15 – резервуар – збірник органічних відходів; 16 – циркуляційний насос системи теплопостачання БГУ; 17 – поле для висушування шламів

Принцип роботи даної технологічної схеми аналогічний попередній. Але вона є ще енергоощаднішою за рахунок встановлення додаткового фекального насоса для видалення шламів та теплового насоса 13 для більш глибокої рекуперації тепла.

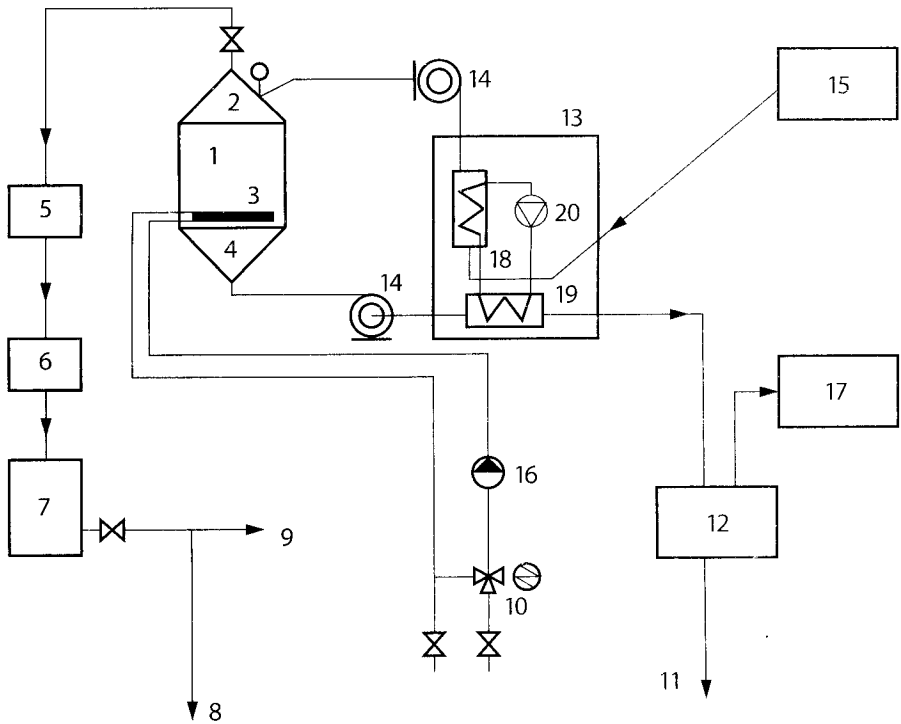


Рис. 7.7. Технологічна схема вироблення біогазу з тепловим насосом: 1 – реактор установки з конусами доверху і донизу; 2 – верхній конус установки для збору біогазу; 3 – нагрівальний елемент трубчастого типу; 4 – нижній конус для збору шламу; 5 – пристрій для видалення сірки; 6 – пристрій для видалення вуглекислого газу; 7 – газгольдер; 8 – трубопровід, що транспортує газ на потреби господарства; 9 – трубопровід, що транспортує газ на потреби БГУ; 10 – сервопривод з триходовим клапаном; 11 – трубопровід, що транспортує рідку фазу шламу; 12 – розділювач фаз відпрацьованого субстрату; 13 – тепловий насос для рекуперації тепла відпрацьованого шламу; 14 – фекальний насос для подачі і видалення субстрату; 15 – резервуар-збірник органічних відходів; 16 – циркуляційний насос системи теплопостачання БГУ; 17 – поле для висушування сухої частини шламу; 18 – конденсатор теплового насоса; 19 – випарник теплового насоса; 20 – компресор з терморегуляційним вентилем теплового насоса

В конструктивно-технологічній схемі (рис. 7.8) використано теплообмінники, що забирають теплоту відпрацьованого субстрату та утвореного біогазу в результаті анаеробного бродіння органічної маси, а також направляють її на повторне використання в процесі біоконверсії. Як нагрівач використано нагрівальну сорочку з перфорацією. Інтенсифікація процесу досягається вертикальним лопатевим перемішуванням. Теплообмінники дозволяють повторно використовувати теплоту, яка виділяється із продуктами біоконверсії.

В результаті процесу анаеробного бродіння відпрацьований субстрат перекачується за допомогою фекального насоса через теплообмінник, в якому відібрана теплота передається в блок підготовки біомаси 1 та надходить до блоку сепарації субстрату 2. В цьому блоці субстрат розділяється на фази та надходить відповідно у склад рідкого добрива 3 та склад твердого добрива 4. Утворений в результаті анаеробного бродіння біогаз за допомогою компресора проходить через теплообмінник, віддаючи теплоту на потреби нагрівальної сорочки біогазової установки, і надходить у газгольдер 6 після очищення в блоці очищення біогазу 5. Згодом частина біогазу витрачається на потреби біогазової установки 7, а основна – на потреби споживача 8.

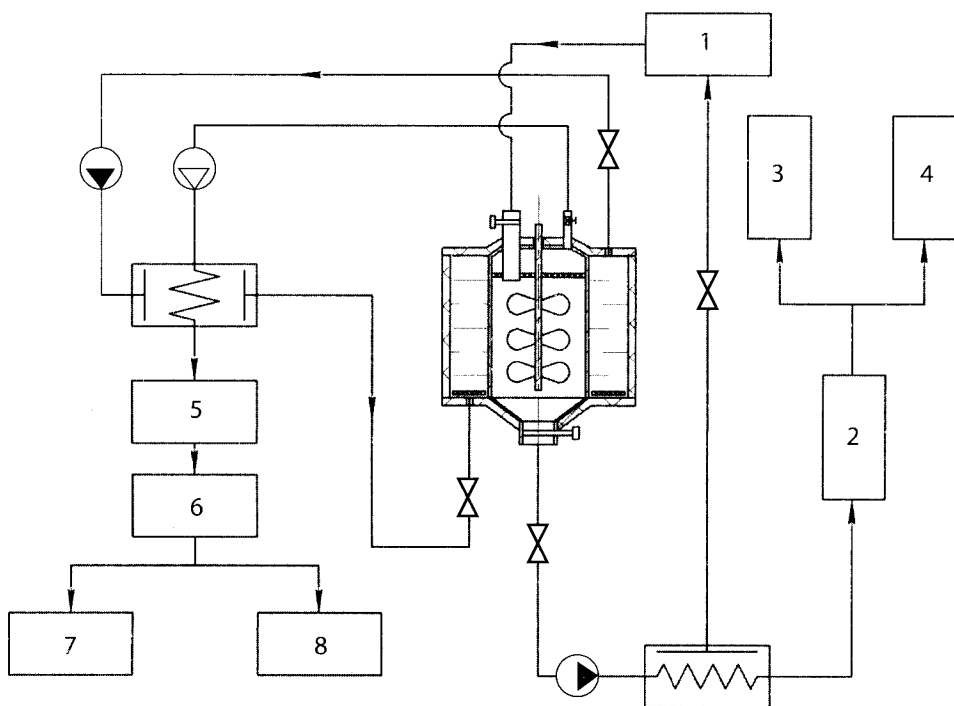


Рис. 7.8. Конструктивно-технологічна схема біогазової установки з двома теплообмінними контурами та гідравлічною нагрівальною сорочкою

В конструктивно-технологічній схемі біогазової установки (рис. 7.9) за рахунок введення двох теплообмінних контурів збільшується енергоефективність анаеробного бродіння субстрату, що підвищує економічну ефективність процесу виробництва біогазу. Термостабілізація процесу анаеробного бродіння досягається використанням електрокабельного нагрівання субстрату, а інтенсифікація – вертикальним перемішувачем. Теплообмінники відбирають для повторного використання теплоту продуктів процесу біоконверсії, яка використовується

для підігрівання органічного субстрату в блоці підготовки біомаси. Таким чином, зменшуються витрати на нагрівання субстрату в біогазовій установці за допомогою енергоощадного, з автоматизованим управлінням, електрокабельного нагрівача, оскільки біомаса подається в резервуар установки вже підігріта.

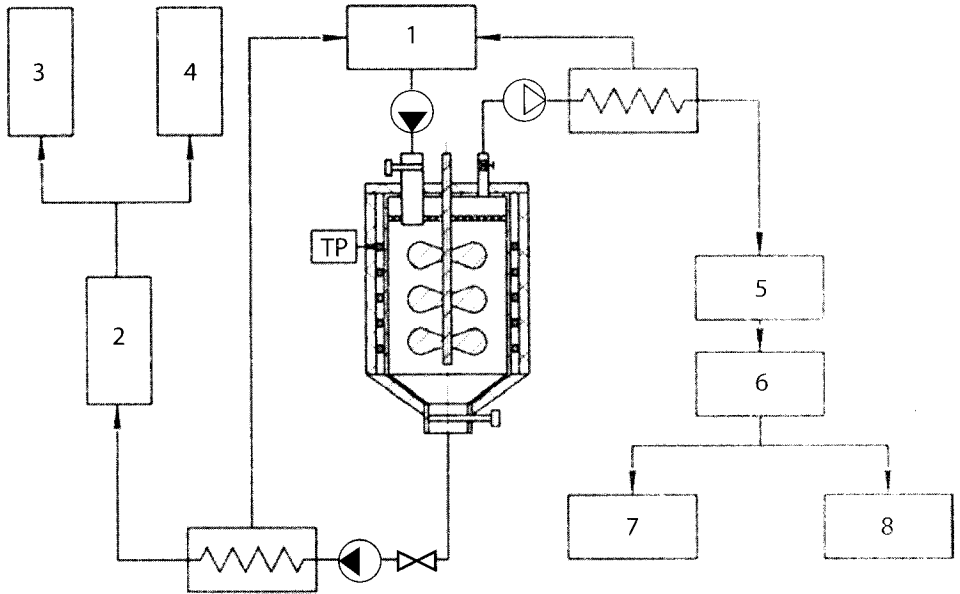


Рис. 7.9. Конструктивно-технологічна схема біогазової установки з двома теплообмінниками та електрокабельним нагріванням субстрату

Після завершення процесу біоконверсії органічної маси в біогазовій установці відпрацьований субстрат за допомогою фекального насоса через теплообмінник, де частина його теплоти відбирається та передається в блок підготовки біомаси 1, надходить до блоку сепарації субстрату 2. Після розділення субстрату на рідку та тверду фази він надходить, відповідно, у склад рідкого добрива 3 та склад твердого добрива 4. Утворений в результаті біоконверсії біогаз, що являє собою суміш газів, за допомогою компресора перекачується через теплообмінник, віддаючи теплоту, що додатково підігріває органічну масу в блоці підготовки 1. Після завершення очищення в блоці очищення 5 біогаз надходить у газгольдер 6.

Згодом частина біогазу витрачається на потреби біогазової установи 7, а основна – на потреби споживача 8.

На рис. 7.10 наведено енергоощадну конструктивно-технологічну схему біогазової установки з тепловим насосом, отримана теплова енергія якого використовується для термостабілізації анаеробного бродіння субстрату.

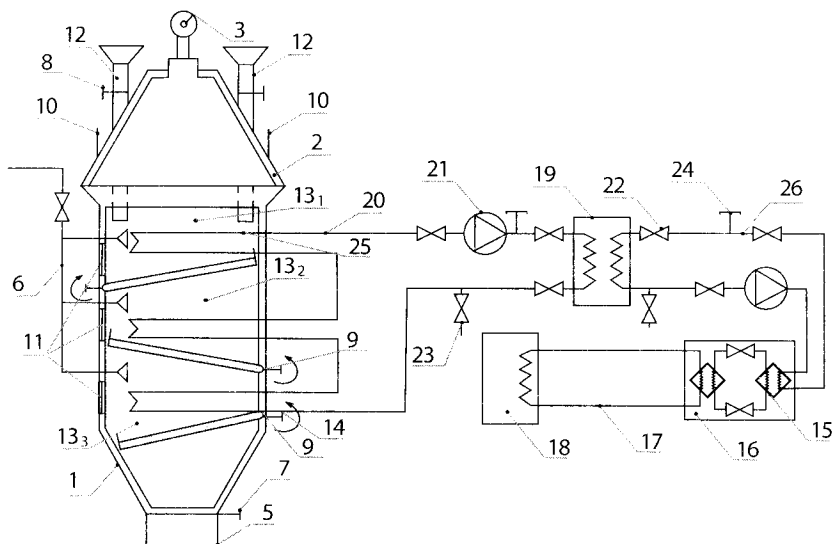


Рис. 7.10. Конструктивно-технологічна схема біогазової установки з тепловим насосом

Біогазова установка з тепловим насосом містить резервуар-реактор 1, закритий ковпаком 2, який встановлений з можливістю руху по напрямним 10, шахти завантаження біомаси 12 з заслінками 8 та манометр 3, що розташовані в ковпаці 2. В резервуар-реактор 1 введено провальні колосникові решітки 4, з вмонтованим нагрівником 25, з можливістю зміни гідравлічного опору за допомогою регулятора 14. Провальні колосникові решітки 4 розташовані в резервуарі-реакторі 1 і ділять його на три секції 13_р, 13_з, 13_с. Кожна з секцій 13_р, 13_з, 13_с має оглядові вікна 11, труби споживача 6, що поєднані в одну мережу і з'єднані з кожною секцією 13_р, 13_з, 13_с резервуара реактора 1. Крім того в нижній частині резервуара-реактора 1 розміщена ємність для збору біодобрив 5 з заслінкою 7. Провальні колосникові решітки 4 з'єднані з резервуаром-реактором 1 за допомогою шарнірів 9 та кінематично зв'язані з віброактиватором. Вмонтований нагрівник 25 є частиною першого трубопроводу 20, який з'єднує бак-акумулятор 19 з резервуаром-реактором 1. Рух теплоносія в баку-акумуляторі 19 забезпечує циркуляційний насос 21 і запірно-регулювальна арматура 22, спускник 23 та повітроспускник 24 встановлені для спорожнення системи. Другий трубопровід 26 має ті ж складові і з'єднує бак-акумулятор 19 з тепловим насосом 16, який містить випарник та конденсатор 15. Холодильна камера 18 містить теплообмінний контур 17 теплового насоса 16.

Біогазова установка з тепловим насосом працює наступним чином. При завантаженні біомаси в резервуар-реактор 1 через шахти завантаження біомаси 12 подачу регулюють заслінками 8. Біомаса опиняється в першій секції

13₁, резервуара-реактора 1, де вона нагрівається нагрівачем 25, який отримує теплову енергію від теплоносія, що циркулює в першому трубопроводі 20 між баком-акумулятором 19 та біогазовим реактором, регуляція якого здійснюється запірною-регулювальною арматурою 22, а нагнітання циркуляційним насосом 21. Другий трубопровід 26 за допомогою циркуляційного насоса 21 транспортує теплоносії між тепловим насосом 16 та баком-акумулятором 19, регуляція здійснюється запірною-регулювальною арматурою 22. Спускник 23 та повітроспускник 24 необхідні для спорожнення системи при заміні теплоносія. Конденсатор та випарник 15 виконують основні функції теплового насоса 16. При цьому теплоносії через теплообмінний контур 17 теплового насоса 16 відбирає теплову енергію у холодильній камері 18. Нагрівач 25 вмонтований в провальні колосникові решітки 4. Біомаса проходить першу стадію бродіння, після чого за рахунок зміни гідравлічного опору провальних колосникових решіток 4 за допомогою регулятора 14 опиняється в другій секції 13₂, де проходить другу стадію бродіння, а в першу секцію завантажується нова порція біомаси. Отриманий біогаз відводиться за рахунок труб споживача 6. Третю стадію бродіння біомаса проходить в третій секції 13₃ резервуара-реактора 1. Після завершення бродіння біомаса потрапляє в ємність збору біодобрив 5, завантаження якої регулюється заслінкою 7. Процеси бродіння візуально оцінюють за допомогою оглядових вікон 11. При необхідності відкрити резервуар-реактор 1, ковпак 2 рухається по напрямним 10 і знімається. Регуляція гідравлічного опору провальних колосникових решіток 4 відбувається за рахунок регулятора 14. Вібратор вимушує здійснювати коливальні рухи провальних колосникових решіток 4. Імпульсні коливання суміші дозволяють більш активно перемішуватись субстрату. Також за рахунок омивання поверхні нагрівача 25 біомасою інтенсифікується тепловіддача від стінки нагрівального елемента до середовища. Причому прогрів буде рівномірним за рахунок активного перемішування. Також пульсація рідини дозволить біогазу більш легко прориватися крізь суміш та відбиратися через труби споживача 6. В кожній секції резервуара-реактора 1 провальні колосникові решітки 4 виконують коливання за індивідуально заданими частотами і амплітудами, що дозволяє досягти індивідуальних параметрів бродіння.

Одним із шляхів підвищення енергоефективності біоконверсії є зменшення витрат енергоносіїв на забезпечення технологічних процесів, які визначаються за умови:

$$E_{ТП} = (E_{П} + E_{ТС} + E_{ТТ}) \rightarrow \min, \quad (7.6)$$

де E_{II} – витрати енергії на інтенсифікацію анаеробного бродіння перемішуванням субстрату, Вт/м³;

E_{TC} – витрати енергії на термостабілізацію технологічного процесу, Вт/м³;

E_{TT} – витрати енергії на покриття тепловтрат із біогазової установки в зовнішнє середовище, Вт/м³.

Аналіз конструктивно-технологічних схем енергоощадних біогазових установок (рис. 7.10) свідчить, що витрати енергії на термостабілізацію анаеробного бродіння біомаси та на покриття тепловтрат можуть бути покриті тепловою енергією, що отримується від альтернативних джерел, тобто

$$E_{ТП} = E_G + E_{TH}, \quad (7.7)$$

де E_G та E_{TH} – кількість теплової енергії, яку можна отримати в бак-аккумулятор 25 від геліоколектора чи теплового насоса, Вт/м³.

Річні тепловтрати через поверхню резервуара 1 біогазової установки становлять

$$E_{TT} = k \cdot F \cdot (\Delta T_x \cdot n_x + \Delta T_T \cdot n_T), \quad (7.8)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²К;

F – площа зовнішньої поверхні резервуара 1, м²;

$\Delta T_x, \Delta T_T$ – відповідно різниця температур внутрішньої та зовнішньої поверхні за холодний та теплий період року, °С;

n_x, n_T – кількість днів в році холодного та теплого періоду, дні.

Втрати на термостабілізацію технологічного процесу шляхом підігрівання біомаси з врахуванням періодичності її завантаження в резервуар 1 біогазової установки

$$E_{TC} = \frac{c \cdot m \cdot (\Delta T_x + \Delta T_T) (n_x + n_T)}{n_u}, \quad (7.9)$$

де c – теплоємність біосуміші, кДж/м³;

m – маса однієї порції завантаження в біогазову установку, кг;

n_u – термін повторюваності завантаження біосуміші, дні.

Витрати енергії на вібраційне перемішування субстрату в резервуарі-реакторі 1 становлять:

$$E_{II} = V \cdot q \cdot (n_x + n_T) \cdot n_{II}, \quad (7.10)$$

де n_{II} – термін вібраційного перемішування протягом доби, години;

q – витрати енергії на перемішування субстрату, Вт/м³;

V – об'єм біосуміші, м³.

7.3. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ БІОРЕАКТОРА

Кількість теплоти, яку можна отримати з біогазової установки, визначається за формулою

$$Q = q \cdot V_{\delta} \cdot G_{\text{сух}} \cdot \tau, \quad (7.11)$$

де q – об'ємна теплота згоряння біогазу (16–22 МДж/м³);

V_{δ} – питома величина виходу біогазу із сухої органічної речовини за добу, м³/кг;

τ – час повного обміну рідини в реакторі, діб;

$G_{\text{сух}}$ – маса сухої органічної речовини, кг.

Об'єм субстрату, який зброджує в біогазовому реакторі, становить

$$V_{\text{суб}} = 0,8 \cdot V_{\text{реак}}. \quad (7.12)$$

Залежно від кількості сухої речовини в органічній масі об'єм субстрату визначається

$$V_{\text{суб}} = G_{\text{сух}} \cdot \rho_{\text{сух}} + G_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}}, \quad (7.13)$$

де $\rho_{\text{сух}}$ – густина сухої органічної речовини, кг/м³;

$\rho_{\text{в}}$ – густина води, що необхідна для ефективного бродіння субстрату, оскільки кількість сухої речовини повинна бути 6–10 % від об'єму субстрату, кг/м³;

$G_{\text{в}}$ – маса води, кг.

Для розрахунку добового виходу біогазу використовують співвідношення Чена та Хошіміто, котре враховує тип біомаси і технологічні характеристики біогазового реактора:

$$V_{\delta} = \frac{(g_{\text{пр}} \cdot K_{\text{ор.р}})}{\tau} \cdot \left(1 - \frac{K}{(\tau \cdot \omega_{\text{max}} - 1 + K)} \right), \quad (7.14)$$

де V_{δ} – добовий вихід метану СН₄ (м³ за добу з 1 м³ реактора);

$g_{\text{пр}}$ – граничний вихід метану за добу (м³ за добу з 1 кг органічних речовин), (табл. 7.1);

$K_{\text{ор.р}}$ – концентрація органічних речовин на виході, кг/м³;

K – кінематичний коефіцієнт, який враховує параметри субстрату, наприклад, для гною великої рогатої худоби $K = 0,8 + 0,001e^{0,06S}$; для свинячого гною $K = 0,5 + 0,0043e^{0,091S}$;

ω_{max} – максимальна швидкість росту мікроорганізмів, доба⁻¹, яка залежить від температури бродіння T_ϕ :

$$\omega_{max} = 0,013 \cdot T_\phi - 0,129. \quad (7.15)$$

Об'єм біогазової установки:

$$V_{BGY} = \tau \cdot V_p \cdot K_s, \quad (7.16)$$

де V_p – об'єм рідкої маси субстрату, який подають в установку за добу;

K_s – коефіцієнт, який враховує поправку на об'єм біогазу, та становить 0,8–0,9.

Вихід біогазу можна визначити із табл. 7.1 та 7.2.

Таблиця 7.2. Питома величина виходу біогазу із сухої органічної речовини в залежності від температури і тривалості ферментації

Температ. процесу, T, °C	Тривалість бродіння, τ , доба	Вихід CH_4 , $v \cdot 10^3$, м ³ /кг	Температ. процесу, °C	Тривалість бродіння, τ , доба	Вихід CH_4 , $v \cdot 10^3$, м ³ /кг
25	5	22,44	44	5	118,59
	10	54,40		10	269,95
	20	116,26		20	428,93
28	5	21,68	48	5	203,18
	10	91,73		10	308,12
	20	174,80		20	478,44
32	5	63,23	50	5	179,17
	10	161,12		10	285,13
	20	329,98		20	357,95
34	5	100,07	54	5	119,93
	10	202,17		10	302,34
	20	347,73		20	385,71
36	5	66,67	56	5	184,68
	10	164,90		10	375,88
	20	296,10		20	469,38

Температ. процесу, T, °C	Тривалість бродіння, τ, доба	Вихід CH ₄ , v · 10 ³ , м ³ /кг	Температ. процесу, °C	Тривалість бродіння, τ, доба	Вихід CH ₄ , v · 10 ³ , м ³ /кг
40	5	115,61	60	5	61,83
	10	265,10		10	74,72
	20	417,56		20	93,84

7.4. ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ БІОПАЛИВА В СИСТЕМАХ ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Впровадження біоконверсії потребує еколого-економічного оцінення ефективності на концептуальній фазі життєвого циклу інвестиційного проекту. Вирішення цієї задачі можливе за результатами моделювання управління еколого-економічними показниками динамічного оточення інноваційного проекту біоконверсії та розробки структурно-логічної моделі управління еколого-економічною доцільністю інноваційних проектів біоконверсії для мінімізації вартості продуктів біоконверсії.

Термін окупності інвестицій в біоконверсію та вартість її продукції визначаються динамічним оточенням проекту біоконверсії. Основними чинниками динамічного оточення інноваційного проекту біоконверсії є капітальні витрати на створення біореактора та експлуатаційні витрати на забезпечення технологічного процесу активного газоутворення та ефективного використання продуктів біоконверсії. Рентабельність біореакторів пропорційна витратам енергії на інтенсифікацію та термостабілізацію процесу виробництва біогазу з органічних відходів. Одним з показників, що визначає еколого-економічну ефективність одного з альтернативних інноваційних проектів біоконверсії, є приведена вартість

$$\Delta B_B = \frac{\Sigma B_B}{P_B} \rightarrow \min, \quad (7.17)$$

де ΣB_B – сукупні витрати на реалізацію інноваційного проекту біоконверсії та на забезпечення технологічного процесу виробництва біогазу;

P_B – продуктивність біореактора, що визначається якістю органічної сировини й способами інтенсифікації та термостабілізації анаеробного процесу отримання біогазу.

Інноваційний проект біоконверсії буде найбільш еколого-економічно доцільним за умови

$$\sum B_b = (\sum B_{КАП} + \sum B_{ЕКК} - \sum B_{ЕК} - \sum B_{ПП}) \rightarrow \min, \quad (7.18)$$

де $\sum B_{КАП}$ – капітальні одноразові та поточні витрати на реалізацію варіанту проекту біоконверсії;

$\sum B_{ЕКК}$ – експлуатаційні витрати при реалізації варіантів проекту біоконверсії;

$\sum B_{ЕК}$ – прибуток від зменшення витрат на відшкодування екологічних збитків при реалізації проекту біоконверсії;

$\sum B_{ПП}$ – прибуток від реалізації продуктів біоконверсії.

Структурно-логічна модель дозволяє менеджеру при еколого-економічному оцінюванні інвестиційних проектів біоконверсії на концептуальній фазі життєвого циклу врахувати необхідну змінну інформацію про динамічні параметри технологічного процесу виробництва біогазу (рис. 7.11).

Найбільш змінними параметрами динамічного оточення проекту біоконверсії є експлуатаційні витрати, які повинні бути мінімізовані шляхом оптимізації технологічного процесу виробництва біогазу

$$\sum B_{ЕКК} = (\sum B_{ВН} + \sum B_C + \sum B_y + \sum B_T + \sum B_i) \rightarrow \min, \quad (7.19)$$

де $\sum B_{ВН}$ – витрати на утримання обслуговуючого персоналу;

$\sum B_C$ – витрати на сировину;

$\sum B_y$ – витрати на утилізацію використаної сировини;

$\sum B_T$ – витрати на термостабілізацію анаеробного бродіння;

$\sum B_i$ – витрати на інтенсифікацію анаеробного бродіння.

Загальні капітальні витрати розраховуються як сума вартості проектно-кошторисної документації $ВПКД$, собівартості установки $ВБГУ$ та монтажу обладнання $ВМ$

$$ВЗКВ = ВПКД + ВБГУ + ВМ. \quad (7.20)$$

Вартість проектно-кошторисної документації та монтажу залежить від об'єму біореактора та його конструктивно-технологічних параметрів.

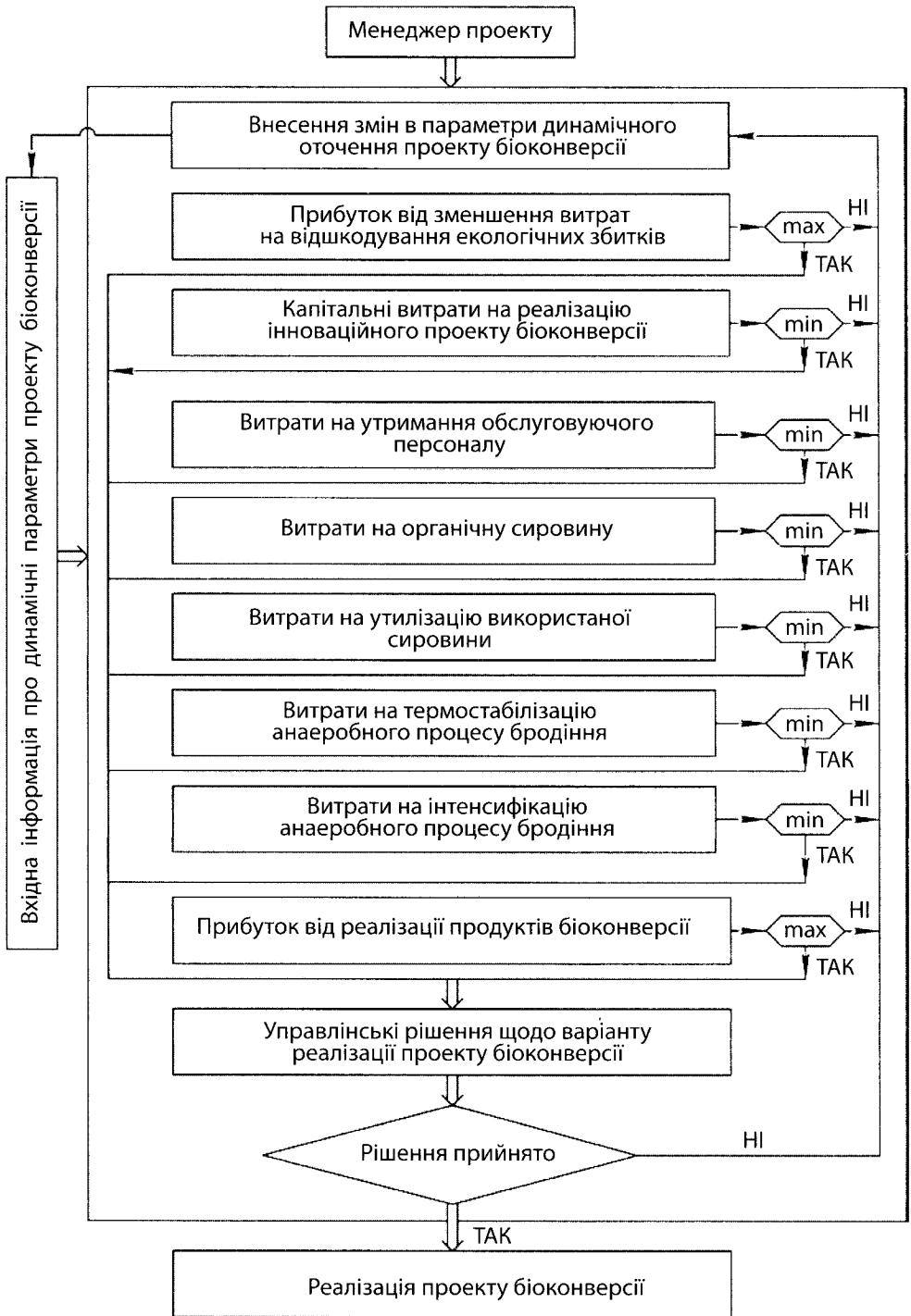


Рис. 7.11. Структурно-логічна модель управління еколого-економічною доцільністю інноваційного проекту біоконверсії

Витрати енергії на перемішування субстрату пропелерною мішалкою з електроприводом визначаються за формулою

$$\sum B_i = N \cdot \eta \cdot \tau, \quad (7.21)$$

де N – потужність електродвигуна перемішувача, кВт;

η – коефіцієнт корисної дії електродвигуна;

τ – час роботи електродвигуна під час бродіння субстрату, год.

Витрати енергії на нагрівання субстрату визначаються витратами енергії на подолання тепловтрат через корпус біореактора та на початковий підігрів сировини, завантаженої в біореактор. Витрати коштів на нагрівання субстрату з врахуванням тепловтрат

$$\sum B_T = \alpha_T \cdot F_B \cdot (T_B - T_3) \cdot \tau + m_B \cdot c_m \cdot (T_B - T_3). \quad (7.22)$$

Загальні експлуатаційні витрати включають в себе витрати енергії на нагрівання $\sum B_T$ та перемішування субстрату $\sum B_{II}$, а також заробітну плату обслуговуючого персоналу $\sum B_{ВП}$ згідно з формулою (7.19)

$$\sum B_{EKC} = \sum B_{ВП} + \sum B_T + \sum B_{II}. \quad (7.23)$$

Витрати на сировину $\sum B_C$ в розрахунку за формулою (7.23) не враховуються, оскільки біореактор розміщено безпосередньо на підприємстві харчового виробництва.

Прибуток розраховується як сума прибутків від продажу біогазу ВПГ, а також високоякісних біодобрив ВПД:

$$ВП_p = ВПГ + ВПД. \quad (7.24)$$

Економічну ефективність від впровадження науково-технічних розробок оцінюють за допомогою таких показників: чистий дисконтний дохід; індекс дохідності; строк окупності інвестицій та внутрішня норма дохідності.

Внутрішня норма дохідності ($B_{ВНД}$) являє собою таку норму дисконту, при якій величина приведених прибутків рівна приведеним інвестиціям

$$\sum_{t=0}^{\tau_p} (R_t - B_t) \cdot \frac{1}{(1 + B_{ВНД})^t} = \sum_{t=0}^{\tau_p} K_t \cdot \frac{1}{(1 + B_{ВНД})^t}. \quad (7.25)$$

Термін окупності інвестицій (TO) – це часовий період від початку реалізації проекту, за який інвестиційні вкладення покриваються прибутками. Зважаючи на суттєве перевищення щорічних прибутків над інвестиційними вкладеннями і на те, що інвестиції є одноетапними, а прибутки постійними в часі, використаємо спрощену формулу розрахунку TO :

$$TO = \frac{K}{ВП_p} . \quad (7.26)$$

Ефективність інвестиційних проектів біоконверсії оцінюється приведеною продуктивністю біореактора з врахуванням витрат на термостабілізацію та інтенсифікацію процесу ферментації. Економічну ефективність інноваційних енергоефективних проектів біоконверсії доцільно здійснювати з врахуванням капітальних та експлуатаційних витрат на реалізацію варіанта проекту. Як показник еколого-економічної ефективності альтернативного варіанта можна використовувати співвідношення сукупних витрат на реалізацію проекту до продуктивності біореактора. Результати розрахунку економічної ефективності використання біореакторів можуть свідчити про їх рентабельність чи нерентабельність.

7.5. УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ТЕРМОХІМІЧНОЇ УТИЛІЗАЦІЇ ОРГАНІЧНИХ ВІДХОДІВ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Альтернативою використання природного газу є низькосортні види твердого палива, такі як торф, солома, відходи деревообробки, виробництво харчової промисловості, тверді побутові відходи органічного походження тощо. Використання паливної бази місцевих сировинних ресурсів дає високі гарантії незалежності та надійності енергозабезпечення теплових систем різного виду споживачів шляхом реконструкції існуючих котелень, що працюють на природному газі. В Україні кожен рік виробляється більше 25 млн. тон соломи, значна частина якої використовується неефективно, а саме: на корма – 7,8 %, не зібрано – 9,8 %, надлишки – 82,5 % та 1,9 % для спалювання в фермерських котлах. Тоді як на один опалювальний сезон для роботи котла потужністю 300 кВт необхідно 450 тон соломи.

Теплотворна здатність палива органічних відходів залежить від виду сировини та її вологості (табл. 7.3).

Таблиця 7.3. Зольність та теплота згорання залишків сільськогосподарських культур

Вид залишків	Зольність сухої маси, %	Нижня теплота згорання палива, МДж/кг	
		сухої маси	при вологості 20 %
Солома зернових культур	5,0	17,4	13,5
Лузга соняшника	5,0	19,3	14,6
Солома ріпака	5,9	17,0	16,0
Стебло кукурудзи	4,6	18,0	16,5
Брикети з соломи	4,0	18,8	16,5

Розглянемо принципову схему котла, що працює на соломі (рис. 7.12). Котел працює таким чином: тюк соломи завантажується у топку котла і підпалюється. Кількість повітря на горіння соломи регулюється дуттьовим вентилятором 4, що має частотне регулювання і керується системою автоматики. Шляхом рівномірної подачі повітря через повітропровід 3 відбувається рівномірне горіння. Вода в баку-акумуляторі 6 нагрівається за рахунок нагрівання в теплообміннику 5, який захищений від відкритого полум'я шаром вогнетривкої цегли 2. Вода циркулює природним шляхом або примусово.

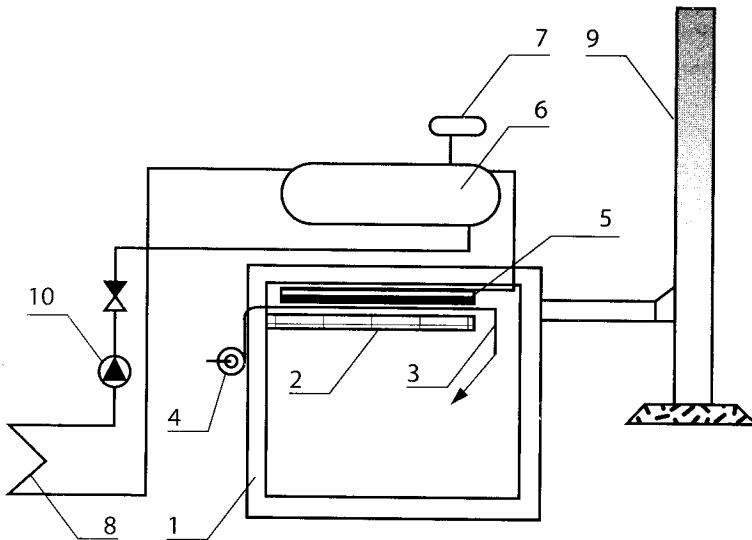


Рис. 7.12. Котел, що працює на соломі: 1 – корпус котла; 2 – шар вогнетривкої цегли; 3 – повітропровід; 4 – дуттьовий вентилятор; 5 – циркуляційні трубопроводи малого контуру циркуляції; 6 – бак-акумулятор; 7 – розширювальний бак; 8 – теплообмінник споживачів теплової енергії; 9 – димова труба; 10 – циркуляційний насос контуру тепlopостачання

Об'єм бака попередньо приймають з розрахунку 70 літрів на 1 кг соломи, що вноситься в котел. Циркуляційний насос відкачує гарячу воду з бака і подає її на розподільний колектор теплового пункту, де відбувається відбирання теплової енергії на потреби господарства. Горіння тюків відбувається протягом 4–5 годин. Підключення котла без бака-акумулятора не рекомендується, оскільки при цьому важко регулювати потужність котла. При відсутності в системі бака-акумулятора об'єм води в системі тепlopостачання (дм³) повинен відповідати не менше 4-кратної потужності котла в кВт.

Підключення котла може здійснюватися чотирма основними шляхами:

- безпосереднє підключення котла в систему з баком-акумулятором (рис. 7.12);
- без бака-акумулятора з безпосереднім приєднанням котла до системи тепlopостачання;
- з незалежним підключенням через теплообмінник (рис. 7.13);
- з каскадним підключенням котла на соломі і біогазового котла.

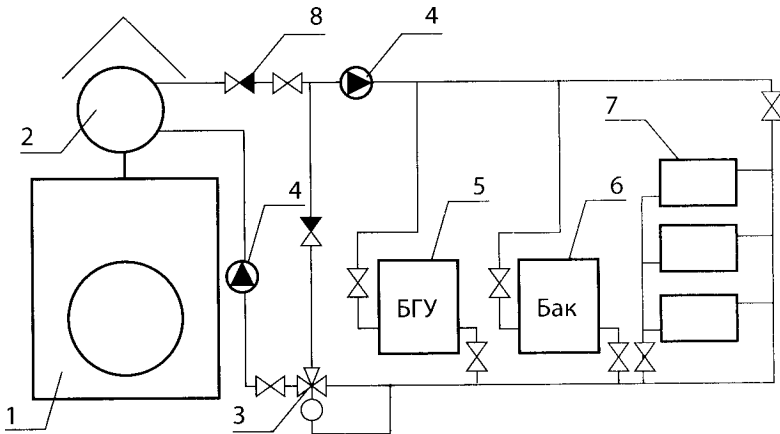


Рис. 7.13. Комплексна робота котла на соломі і БГУ

Комплексна робота котла на соломі і біогазової установки (рис. 7.13) відбувається таким чином: котел 1, що працює на соломі, виробляє теплову енергію, що акумулюється в баці 2 і відбирається звідти циркуляційним насосом 4 малого контуру через систему трубопроводів. У зв'язку з безпосереднім підключенням котла в систему тепlopостачання виникає необхідність регулювання температури теплоносія для задоволення потреб всіх споживачів. Біогазовий реактор 5 споживає теплоносії з температурою не вище 60 °С, тому регулювання температури відбувається шляхом відкриття триходового клапана на роботу по байпасній лінії і підмішування зворотного теплоносія у подавальну магістраль.

Триходовий клапан регулюється залежно від температури зворотного теплоносія, яка відслідковується сенсором клапана. Сенсор поєднаний з клапаном гідроімпульсною лінією. Акумуляція теплової енергії здійснюється баком-акумулятором 6. Також тепло використовується на систему калориферів вентиляції або підлогового опалення 7. Дана система проста в виконанні і недорога, але має недолік – всі споживачі отримують теплоносій однієї температури. Дану проблему дозволяє вирішити схема підключення з незалежною циркуляцією теплоносіїв (рис. 7.14).

Робота системи тепlopостачання відбувається таким чином. Котел 1 генерує високотемпературний теплоносій, який транспортується по системах трубопроводів насосом 3. Насос передає тепло вторинному теплоносію в теплообміннику 4. Схема течії теплоносіїв – протитокова. Залежно від підбору теплообмінника визначається і температура у вторинному контурі циркуляції. Циркуляційний насос 5 підбирається за умов забезпечення необхідної витрати і компенсації втрат тиску в системі. Розділення гідравлічних контурів дозволяє використовувати різні за якістю теплоносії, зменшувати кількість незамерзаючої рідини, запобігти витіканню всього теплоносія. Роботу біогазового реактора можна організувати шляхом встановлення на зворотному трубопроводі температурного обмежувача потоку. Даний пристрій дозволяє підтримувати зворотну температуру теплоносія на рівні $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, таким чином не перевищуючи верхньої межі подачі в $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Всі інші споживачі працюють в режимі підвищених температур теплоносія, наприклад, $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ подачі і $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ зворотного теплоносія.

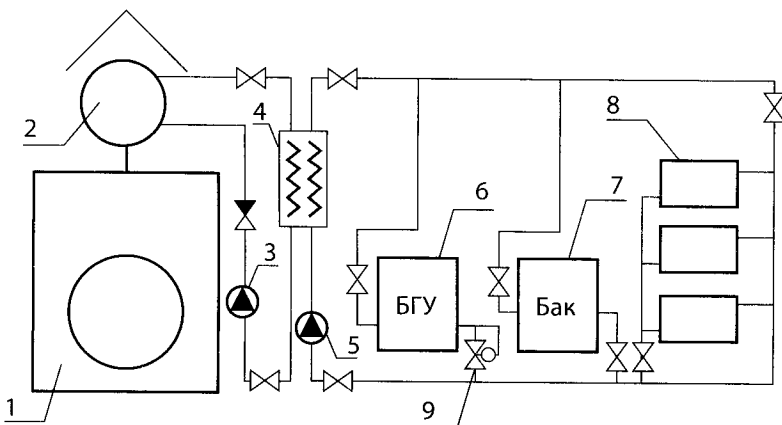


Рис. 7.14. Незалежне під'єднання котла, що працює на соломі, до споживачів: 1 – котел, що працює на соломі; 2 – бак-акумулятор; 3 – циркуляційний насос котлового контуру; 4 – теплообмінник; 5 – циркуляційний насос системи тепlopостачання; 6 – біогазовий реактор; 7 – бак-акумулятор; 8 – споживачі теплової енергії; 9 – регулюючий вентилятор

В схемах на рис 7.13 і рис 7.14 регулювання гідравлічних режимів відбувається клапанами з імпульсними лініями, для яких не потрібно електричної енергії і контролерів, що робить дані схеми відносно недорогими. Обмеження на використання клапанів з імпульсними лініями накладається лише максимальним типорозміром виробника.

В Україні з 2002 року розпочате серійне виробництво та впровадження котлів за ліцензією фірми *Passat Energi* (Данія) потужністю 150, 250, 300 і 690 кВт для спалювання тюкованої соломи, які приблизно на 30 % дешевше західних аналогів. Загальний вид та технічні характеристики котлів наведені на рис. 7.15 та табл. 7.4.

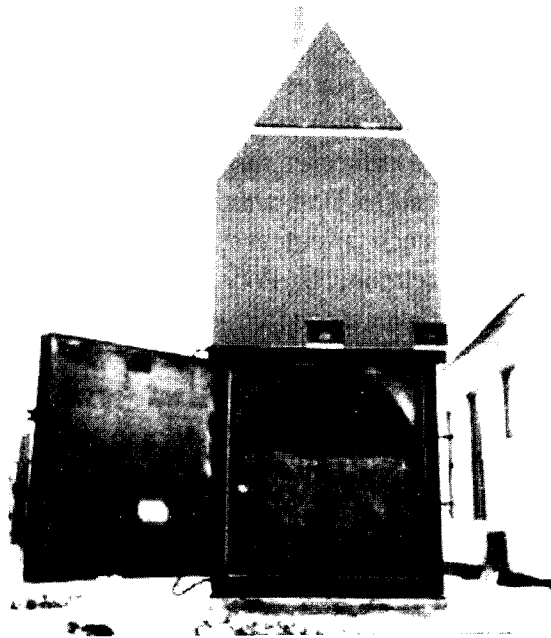


Рис. 7.15. Загальний вигляд та характеристика котла для спалювання тюкованої соломи RAU-2-1210:

- виробник *PASSAT Energi A/S*;
- теплова потужність – 980 кВт;
- об'єм теплоакumuляційного бака – 32 м³;
- температура димових газів 250 °С;
- витрата соломи при одному завантаженні – 1 500 кг (з невеликих тюків);
- вологість соломи *max* – 20 %;
- зольність соломи *min* – 5 %;
- тривалість спалювання одного завантаження – приблизно 5 год;
- ККД котла – 81,4 %;
- споживання електроенергії – 3,5 кВт;

- витрата соломи за опалювальний період – 1 100 тон;
- кількість заміщеного природного газу – 385 тис. м³/рік;
- термін окупності котла – 4,7 років.

Таблиця 7.4. Технічні характеристики котлів для спалювання тюкової соломи

Характеристики	Тип котла			
	RAU-2-181	RAU-2-301	RAU-2-331	RAU-2-600
Теплова потужність, кВт	150	250	300	600
Об'єм бака-акумулятора, м ³	13	15	30	41
Середня маса одного завантаження, кг	200	300	500	1000
Споживання електроенергії, кВт · год/доба	3–5	6–10	6–10	6–10
Річна витрата соломи (опалювальний сезон = 180 днів), т	180	270	450	900
Габарити котла (Д*Ш*В), м	4,40 · 3,10 · 5,05	4,10 · 3,50 · 5,65	4,10 · 3,40 · 8,35	5,10 · 3,65 · 8,21
Габарити камери спалювання (Ø · L), м	1,6 · 2,0	2,0 · 2,0	2,0 · 3,0	2,8 · 3,0
Заміщуємий об'єм газу за опалювальний сезон, тис. м ³	62	93	155	310

Для опалення невеликих промислових, сільськогосподарських об'єктів та житлових будинків рекомендуються котли з акумулюючою ємністю типу БТЕР-КБ, в яких використовується для спалювання солома в круглих або квадратних тюках. В цих котлах завантаження тюків соломи, видалення золи та підпалювання соломи виконується вручну. Процес спалювання соломи автоматично регулюється керуючим пристроєм котла. Коефіцієнт корисної дії – 80 %. Оптимальна вологість соломи – 20 %. Тепловодні котли призначені для нагрівання води – до 25 °С. Технічні характеристики котлів типу БТЕР-КБ наведено в табл 7.5.

Таблиця 7.5. Технічні характеристики котлів для спалювання тюкованої соломи типу БТЕР-КБ

Характеристики	Тип котла							
	RM5	RM20	RM30	RM	RM40R	RM01	RM03-2	RM03-3
Теплова потужність, кВт	40	70	100	180	300	400	500	700
Максимальний об'єм опалювального приміщення, м ³	600	1200	1700	3000	6000	8000	10000	12000
Об'єм води в котлі, м ³	0,5	0,7	0,8	0,95	1,7	1,8	1,9	2,1
Мінімальний об'єм бака-акумулятора, м ³	3,5	4,0	5,0	8,0	15,0	20,0	22,0	25,0
Середня витрата соломи, кг/год	12	21	30	55	100	130	160	190
Габарити котла (Д · Ш · В), м	1,75 · 9,9 · 2,1	2,1 · 1,25 · 1,7	1,9 · 1,34 · 2,15	3,13 · 1,9 · 2,45	3,3 · 2,26 · 2,90	3,3 · 2,26 · 2,90	3,4 · 2,4 · 3,1	2,8 · 3,3 · 2,90
Габарити камери спалювання (Д · Ш · В), м	1,0 · 0,54 · 1,25	1,0 · 0,9 · 1,0	1,35 · 0,9 · 1,15	1,4 · 1,3 · 1,3	0,5 · 1,8	1,5 · 1,8	1,5 · 1,8 · 2,0	1,56 · 1,84 · 2,87
Потужність мотора вентилятора, кВт	0,55	0,55	0,55	2,2	2,2	4,0	5,5	5

Ефективним шляхом комплексного вирішення проблем енергетики та екології є впровадження вискоелективних методів хіміко-термічної конверсії біомаси в горючий генераторний газ, що може використовуватися в когенераційних установках. В основу роботи газогенераторного піролізного котла покладено принцип піролізного спалювання біомаси (суха перегонка). Піроліз відбувається з виділенням тепла, що сприяє поліпшенню розігрівання і підсушування біомаси в котлі. При змішуванні отриманого піролізного газу з киснем повітря відбувається процес горіння, при якому димові гази на виході з котла практично не містять шкідливих домішок, а кількість утвореної сажі та золи мінімальна. Викиди діоксину вуглецю в атмосферу до трьох разів менші, ніж при спалюванні органіки у звичайних котлах. Стабільність процесу газоутворення з біомаси забезпечується шляхом узгодження геометричних параметрів вузлів піролізного котла з газодуттьовим режимом з врахуванням хімічного складу та таких параметрів палива: вміст летючих речовин, газопроникність, надлишкова вологість тощо.

По відношенню до вдосконалених твердопаливних котлів піролізні котли мають ряд переваг:

- високий ККД (понад 85 %), який досягається завдяки спалюванню біомаси без залишку;
- при піролізному спалюванні вологої біомаси досягаються вищі температури;
- для горіння піролізного газу необхідно менше вторинного повітря, що сприяє підвищенню ефективності котла;
- необхідність завантажування камери згорання біомасою тільки один або два рази на добу;
- можливість легко керувати процесом горіння піролізного газу на потужність від 30 до 100 %;
- нескладне обслуговування та чищення;
- окупність становить від одного до чотирьох опалювальних сезонів.

Класифікацію піролізних котлів залежно від способу виробництва і призначення піролізного газу та від їх конструктивних особливостей наведено на рис. 7.16.

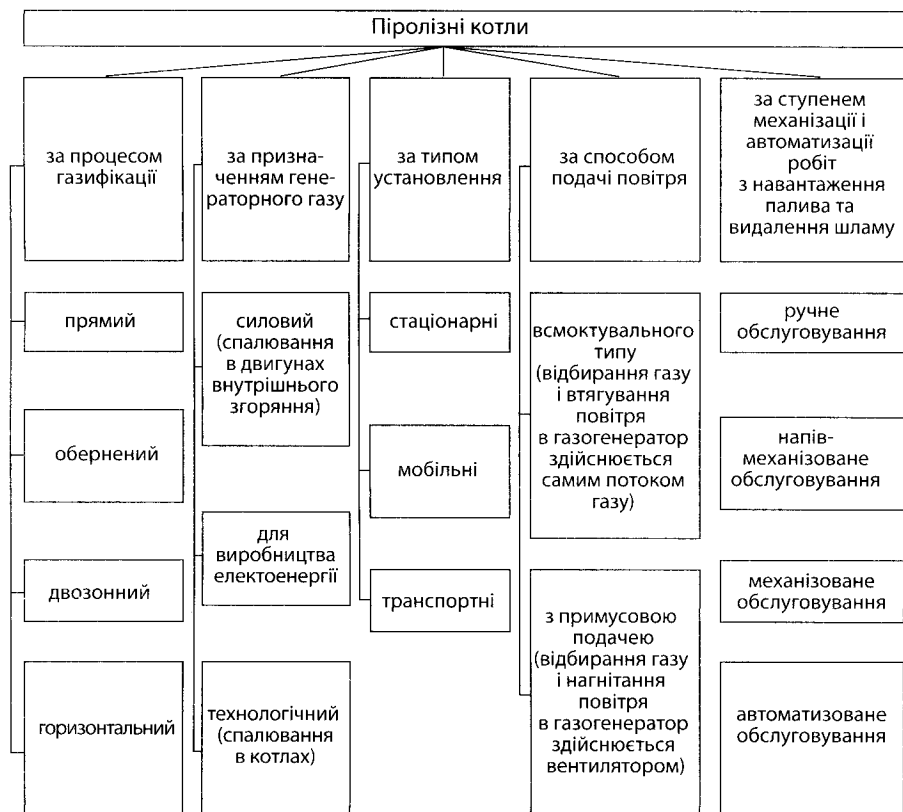


Рис. 7.16. Класифікація піролізних котлів

Конструктивною особливістю піролізних котлів є наявність декількох камер згорання (рис. 7.17), що дозволяє максимально ефективно та якісно використовувати процес піролізу.

Самий простий котел має дві камери спалювання. Перша камера, яку називають камерою завантаження, призначена безпосередньо для піролізу палива. В цій камері процес піролізу відбувається тільки при обмеженій кількості кисню. В ній біомаса розкладається на гази та твердий залишок. Після розкладання біомаси гази потрапляють в другу камеру, в яку подається вторинне повітря для сприяння горіння. Камери розділені колосниками, на які укладаються брикети біомаси.

Залежно від розташування камери доопалення виділяють котли:

- з верхньої камерою;
- з нижньою камерою.

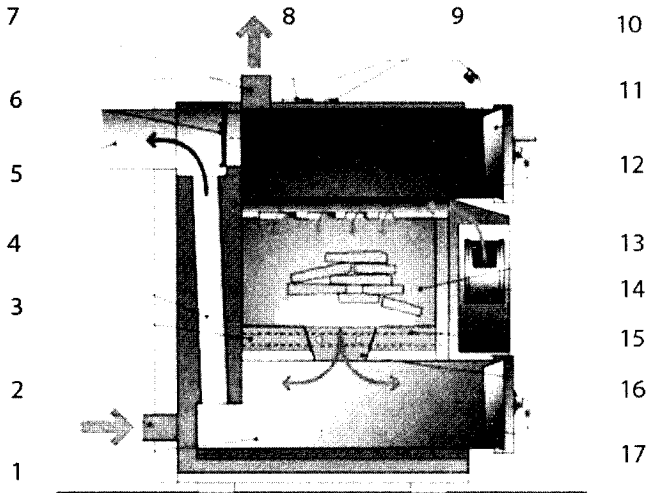


Рис. 7.17. Конструктивна схема двокамерного піролізного котла: 1 – камера спалювання; 2 – патрубок зворотної подачі води; 3 – канал подачі вторинного повітря; 4 – димохідний канал; 5 – боров; 6 – дросель димоходу; 7 – патрубок подачі води; 8 – сенсор температури; 9 – сенсор тиску; 10 – регулятор; 11 – верхні дверцята (завантажувальні); 12 – канал подачі повітря; 13 – газифікуюча камера; 14 – вентилятор; 15 – водяний теплообмінник; 16 – форсунка; 17 – нижні дверцята

Досить популярним є котел з нижньою камерою горіння. Така конструкція дозволяє зручніше закладати дрова в камеру горіння, в той час як камера доопалення виходить безпосередньо в димовий тракт. Дим, піддаючись тязі за законами фізики, рухається в димохід. Подібна система є цілком логічною, але тут є деякі недоліки. З первинної камери згорання зола потрапляє в камеру

доопалення, через що потрібно частіше проводити чищення системи. Крім цього, потрібно створювати сильну тягу, щоб направити дим вниз.

Котел з камерою спалювання, що розташована зверху, менш поширений, ніж його попередній аналог. Дана конструкція (рис. 7.18) має свої переваги, які полягають в тому, що димові гази через спеціальні форсунки виходять в камеру згоряння, де повністю згоряють. Далі вони надходять в димар, де відбувається їх охолодження. Недоліком такої системи можна вважати більш витратну конструкцію димхідного тракту, на яку потрібно більше матеріалу.

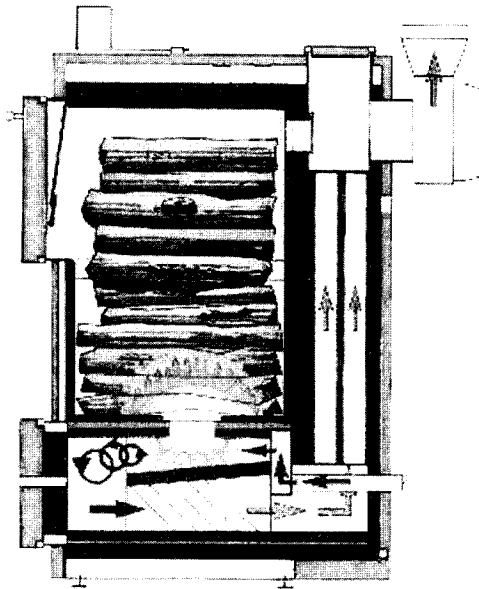


Рис. 7.18. Конструктивна схема піролізного котла з нижньою камерою горіння

Піролізні котли можуть вважатися прекрасною альтернативою котлам прямого горіння. У порівнянні з останніми, піролізний варіант має велику камеру горіння, але даний вид котла вимагає наявності в системі бака – накопичувача теплової енергії. Це потрібно для того, щоб забезпечити рівномірність роботи котла, яка піддається коливанням через перепади продуктивності, пов'язаних з різною ефективністю фаз горіння палива. Все це робить піролізний котел альтернативним джерелом в системі з газовим або електричним котлом. Як основне джерело тепла піролізний котел може використовуватися тільки у випадку організації якісної обв'язки і правильного підбору потужності.

Завдяки раціональній внутрішній системі піролізного котла спостерігається низька витрата палива в порівнянні з традиційними котлами. Однак на кількість споживаної сировини впливають і зовнішні чинники. Витрата палива залежить від таких показників:

1. Вологість дров не повинна перевищувати 20 %. При такій вологості деревини рівень ККД буде найбільш високим. Система справно працює навіть при завантаженні дров, що мають 50 % вологості, однак на їх осушку буде йти значна кількість тепла, що виділяється. Це значно знизить ефективність роботи піролізного котла.
2. В якості палива економічніше всього використовувати саме деревину. Вугілля і торф не дозволяють отримати таку кількість піролізного газу, щоб забезпечити високий рівень тепловіддачі.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Від чого залежить теплотворна здатність палива органічних відходів?
2. Поясніть принцип роботи котла, що працює на соломі.
3. Наведіть основні шляхи підключення котла.
4. Яким чином відбувається комплексна робота котла на соломі і біогазової установки?
5. Поясніть принцип роботи газогенераторного піролізного котла.
6. Наведіть класифікацію піролізних котлів.
7. Охарактеризуйте шляхи інтенсифікації процесу анаеробного бродіння субстрату в біореакторі.
8. Назвіть режими зброджування субстрату в залежності від температури.
9. Визначте фактори вдосконалення енергоощадних напрямків процесу виробництва біогазу.
10. За якою формулою описується рівняння масообмінних процесів в біореакторі?
11. Запишіть рівняння теплового балансу біореактора та охарактеризуйте його складові.
12. Наведіть приклади енергоощадних конструктивно-технологічних схем вироблення біогазу.
13. Поясніть принцип роботи енергозберігаючої установки з виробництва біогазу з теплообмінником та тепловим насосом.
14. Охарактеризуйте основні технічні характеристики сонячних колекторів.
15. Як визначаються втрати енергії конструкцією біогазової установки з тепловим насосом?
16. Яким чином витрати енергії на експлуатацію біогазової установки та витрати коштів на використання енергоресурсів залежать від температурного режиму біоконверсії?

ЛІТЕРАТУРА

- 7.1. Касък Ю., Варес В., Муйсите П. и др. Справочник потребителя биотоплива. – Таллин: Таллинский технический университет, 2005. – 183 с.
- 7.2. Санитарная очистка городов от твердых бытовых отходов / Под ред. З. И. Александровской – М.: Стройиздат, 1977. – 320 с.
- 7.3. Державна програма поводження з твердими побутовими відходами: Постанова Кабінету Міністрів України від 04.03.04. – № 265.
- 7.4. Шершенев Е. С., Ларионов В. Г., Куркин П. Ю. Компостирование органического мусора // Экология и промышленность России. – 1999. – № 7. – С. 40–42.
- 7.5. Покровская Е. Р., Федоров М. П. Экологические аспекты энергетических технологий утилизации твердых бытовых отходов // Региональная экология. – 1999. – № 4 – С. 87–90.
- 7.6. Борисенко И. От свалок к энергии: использование свалок для производства электричества // Ресурсосберегающие технологии. – 2000. – №. 10. – С. 3–7.
- 7.7. Евилевич А. З., Евилевич М. А. Утилизация осадков сточных вод. Л.: Стройиздат, 1988. – с. 248.
- 7.8. Волчек Ю. К. Биотермическое обезвреживание осадков сточных вод и твердых бытовых отходов // Водоснабжение и санитарная техника. – 1983. – № 9.
- 7.9. Луденков С. В., Зайцев В. А., Пекелис Г. Л. и др. Рациональное использование твердых бытовых отходов // Охрана природы и воспроизводство природных ресурсов. – М.: ВИНТИ, 1984. – Т. 15. – 192 с.
- 7.10. Чередниченко В. С., Казанов А. М., Анъшаков А. С. и др. Современные методы переработки твердых бытовых твердых отходов. – Новосибирск: Институт теплофизики СО РАН. 1995, – 56 с.
- 7.11. Хельтер Х., Левин Б. И. О новых подходах к технологии термической переработки твердых бытовых отходов // Чистый город. – 1999. – № 1. – С. 23.
- 7.12. Калантаров Ю. М., Никитина Н. А. Мусоросжигательные и перерабатывающие заводы в Германии // Экология и промышленность – 1991. – № 3. – С. 45.
- 7.13. Торсетти А. Практика сжигания отходов в Англии // Экология и промышленность – 1993. – № 2 – С. 27.
- 7.14. Ощепков Л. С. Котельные установки для сжигания твердых бытовых отходов // Промышленная энергетика. – 2000. – № 7. – С. 40–45.

- 7.15. Родионов А. И., Клушин В. Н., Систер В. Г. Технологические процессы экологической безопасности. – Калуга, 2000. – 800 с.
- 7.16. Чередниченко В. С., Казанов А. М., Аншаков А. С. и др. Современные методы переработки твердых бытовых отходов. – Новосибирск: Институт теплофизики СО РАН, 1995. – 56 с.
- 7.17. Сурис А. Л., Хайруллин Р. С. Исследование процесса сжигания твердых бытовых отходов в кипящем слое // Хим. и нефтегаз. машиностр. – 2000. – № 12. – С. 45–46.
- 7.18. Воловик А. В., Шелков Е. М., Долгоносова И. А. Переработка бытовых и промышленных отходов в высокотемпературной шахтной печи // Экология и промышленность России. – 2001. № 10. – С. 9–12.
- 7.19. Алексеев Г. М., Петров В. Н., Шпильфогель П. В. Индустриальные методы санитарной очистки городов (Термическая переработка бытовых отходов и использование продуктов пиролиза). – Л.: Стройиздат, Ленингр. отд-е, 1983.
- 7.20. Двоксин Г. И., Гришин А. А., Молчанова И. В. и др. Энергия из отходов // Экология и промышленность России. – 2000. – № 10. – С. 15–16.
- 7.21. Ратушняк Г. С. Энергозбереження та експлуатація систем теплопостачання [Текст] : навч. посіб. для вузів / Г. С. Ратушняк, Г. С. Попова. – Вінниця : УНІВЕРСУМ, 2004. – 136 с.
- 7.22. Справочник по охране труда на промышленном предприятии / К. Н. Ткачук и др. – К.: Техніка, 1991. – 285 с.
- 7.23. Покровская Е. Р., Федоров М. П. Экологические аспекты энергетических технологий утилизации твердых бытовых отходов // Региональная экология, – 1999. – № 4 – С. 87–90.
- 7.24. Ратушняк Г.С., Джеджула В.В. Інтенсифікація біоконверсії коливальним перемішуванням субстрату: Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2008. – 117 с.
- 7.25. Ратушняк Г.С., Анохіна К.В. Енергоефективні технологічні процеси та обладнання біоконверсії: Монографія – Вінниця: ВНТУ, 2013. – 148 с.

РОЗДІЛ 8. ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНИХ ТЕПЛОВИХ ВТОРИННИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ

8.1. ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНИХ ВЕР

Використання вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) – один з найважливіших напрямків економії енергетичних ресурсів. Під ВЕР розуміють енергетичний потенціал продукції, відходів, побічних і проміжних продуктів, що утворюються при технологічних процесах, в агрегатах і установках, які не використовуються в самому агрегаті, але можуть бути частково або повністю використані для енергозбереження інших процесів. ВЕР промисловості поділяються на три основні групи: горючі (паливні), теплові, надлишкового тиску.

Напрямки використання низькопотенційних ВЕР наступні:

- **паливне** – безпосередньо як паливо;
- **теплове** – безпосередньо в якості теплоти або вироблення теплоти в утилізаційних установках;
- **силове** – використання електричної або механічної енергії, що виробляється з ВЕР в утилізаційних установках;
- **комбіноване** – теплова та електрична (механічна) енергія, що одночасно виробляються з ВЕР в утилізаційних установках.

Рекомендується комбіноване використання як найбільш ефективне згідно Закону України «Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу» (//Відомості ВР. – 2005. – № 20. – С. 278).

Скидний енергетичний потенціал технологічних процесів – вторинні енергетичні ресурси, які можуть бути використані для виробництва електричної енергії та теплоти в когенераційних установках.

Відносини у сфері комбінованого виробництва теплової і електричної енергії регулюються законами України «Про енергозбереження» (74/94-ВР), «Про електроенергетику» (575/97-ВР).

Державна політика ґрунтується в тому числі на проведенні перебудови діючих теплогенеруючих об'єктів в установки комбінованого виробництва

електричної енергії та теплоти з метою зростання ефективності використання палива та підвищення екологічної безпеки.

Розрізняють високотемпературні, середньотемпературні і низькотемпературні (низькопотенційні) теплові ВЕР. Високотемпературні ВЕР це енергоносії з температурою не менше 600 °С. До низькотемпературних відносяться ВЕР, що представляють собою рідини з температурою менше 100 °С і гази з температурою нижче 300 °С.

Найбільш широке використання ВЕР спостерігається в чорній і кольоровій металургії, хімічній промисловості. Використання ВЕР забезпечує зниження енергоємності одиниці валового внутрішнього продукту.

При утилізації високотемпературних теплових ВЕР забезпечується використання котлів – утилізаторів та енерготехнологічних комбінованих установок.

Утилізація низькопотенційних теплових ВЕР – теплоти забруднених стоків, агресивних рідин, вентиляційних викидів та димових газів, відхідних димових газів – забезпечується використанням спеціального обладнання.

При оцінці можливості використання ВЕР підприємства необхідно визначити потреби підприємства у парі і гарячій воді на технологічні та саптехнічні потреби, обґрунтувати вибір принципів і методів побудови та регулювання систем теплостачання, вибрати способи та схеми ефективного використання ВЕР.

Визначення об'єму виходу ВЕР підприємства, оцінка можливостей їх використання, виявлення додаткових резервів економії палива

Річний вихід ВЕР визначається за формулою:

$$Q = H_i \cdot V_i \cdot 10^9, \text{ тис. кДж/рік,} \quad (8.1)$$

де V_i – вихід відхідних газів, м³/рік;

H_i – ентальпія енергоносія при температурі t_i на виході з агрегату – джерела ВЕР, кДж/м³.

Можливості вироблення теплоти у вигляді пари або гарячої води в утилізаційній установці за рахунок теплових ВЕР визначається за формулою:

$$Q = (H_1 - H_2) \cdot V \cdot \beta \cdot l \cdot 10^9, \text{ тис. кДж/рік,} \quad (8.2)$$

де H_1, H_2 – ентальпія енергоносія відповідно на виході з технологічного агрегату і на виході з утилізаційної установки, кДж/кг;

V – витрата енергоносія, кг/рік;

β – коефіцієнт, що враховує невідповідність режиму і числа години роботи утилізаційної установки та технологічного агрегату;

l – коефіцієнт, що враховує втрати теплоти в утилізаційній установці в навколишнє середовище, $l = 0,8-0,9$.

При комбінованому напрямку використання ВЕР в теплоутилізаційних установках виробляється пара високих параметрів, яка надходить в теплофікаційні турбогенератори. Основні характеристики теплофікаційної турбіни – питома витрата теплоти на виробництво електроенергії на тепловому споживанні q_T (кДж/кВт · год) і питома вироблення електроенергії на одиницю відпущеної теплоенергії – E (кВт/кДж).

Вироблення теплової енергії Q_0 і електроенергії W залежно від кількості теплової енергії Q_T (Гкал або ГДж) що надходить до турбіни, можна визначити за формулами:

$$Q_0 = Q_T / (1 + E \cdot q_T), \text{ ГДж}; \quad (8.3)$$

$$W = E \cdot Q_T / (1 + E \cdot q_T), \text{ млн. кВт} \cdot \text{ год}. \quad (8.4)$$

При електроенергетичному напрямку використання ВЕР економія палива складе:

$$B_{ек} = b_e \cdot W, \text{ т у.п.}, \quad (8.5)$$

де b_e – питома витрата палива на вироблення електроенергії в енергетичній системі або на заміщаючій установці, з показниками, які порівнюються ефективністю використання ВЕР т у. п./кВт · год; W – відпускання електроенергії утилізаційної установкою за рахунок ВЕР, кВт · год.

При тепловому напрямку використання ВЕР економія палива визначається за формулою:

$$B_{ек} = b_e \cdot Q_i = b_e \cdot Q_T \cdot \tau, \text{ т у.п.}, \quad (8.6)$$

де Q_i – використання теплових ВЕР, ГДж;

Q_T – отримання теплоти за рахунок ВЕР в утилізаційній установці, ГДж;

τ – коефіцієнт використання теплоенергії, що виробляється за рахунок ВЕР;

b_e – питома витрата палива на вироблення теплоти в заміщуючій котельній установці;

$$b_e = 0,0342 / \eta_3, \text{ т у.п./ГДж}, \quad (8.7)$$

де 0,0342 – коефіцієнт еквівалентного переводу 1 ГДж в тону умовного палива, η_3 – коефіцієнт корисної дії енергетичної установки з показниками якої зіставляється ефективність використання ВЕР та заміщаючою установкою – наприклад, промислова або опалювальна котельня з різним ККД.

Коефіцієнт τ залежить від розбіжності режимів вироблення і споживання утилізованої теплоти в годинному, добовому і річному розрізі. Для теплових ВЕР безпосереднього використання коефіцієнт τ являє собою відношення об'єму використання ВЕР до їх виходу.

Річний економічний ефект від використання ВЕР визначається різницею витрат за порівнювальними варіантами з використанням та без використання ВЕР:

$$E_{ек} = B_{ек} \cdot Ц_T - \Delta C - E(K_{ум} - K_{б.ум.}), \text{ грн/рік}, \quad (8.8)$$

де $B_{ек}$ – економія палива при використанні ВЕР, т у.п./ рік;

$Ц_T$ – витрата на одиницю зекономленого палива, грн/рік;

ΔC – різниця витрат з експлуатації систем енергопостачання з утилізацією та без утилізації ВЕР, грн/рік. Величина ΔC враховує зміни витрат на робочу силу, воду, електроенергію, поточний ремонт, амортизацію і т. д.

$K_{ум}, K_{б.ум.}$ – капіталовкладення з утилізацією та без утилізації ВЕР.

Ефективність використання органічного палива залежить від глибини утилізації теплоти відхідних газів, раціонального розподілу матеріальних потоків в теплотехнологічних процесах.

Застосування теплоутилізаторів забезпечує підвищення ККД технологічного агрегату (за рахунок підігріву дуттьового повітря на пальнику), вирішення завдання отримання теплоносія для зовнішніх споживачів, вироблення повітряного, опалювального або сушильного теплоносія, гарячої води або пари та ін.

Енергоаудит

Енергетичний аудит – це техніко-економічне інспектування систем енергогенерування та енергопотреб підприємства з метою визначення можливостей економії витрат на потреби паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР), розробка заходів, що забезпечують економію енергоресурсів та грошових коштів, усунення непотрібних витрат енергії, впровадження більш економічних схем та процесів.

Задачі енергоаудиту:

- виявити джерела нераціональних витрат та втрат енергії;
- розробити рекомендації та програми з економії енергоресурсів.

Утилізація теплоти димових газів

Джерелом газоподібних ВЕР є нагрівальні печі ковальських цехів з температурою газів 1 000–1 100 °С, печі термічних і термотрубних цехів і ділянок з

температурою газів 600–800 °С, плавильні агрегати в ливарному виробництві з температурою газів 800–900 °С, різні сушила і стенди для сушіння ковшів у ливарному виробництві з температурою газів 300–400 °С, промислові котельні з температурою вихідних газів 150–200 °С.

Схеми використання теплоти продуктів згоряння діляться на дві групи:

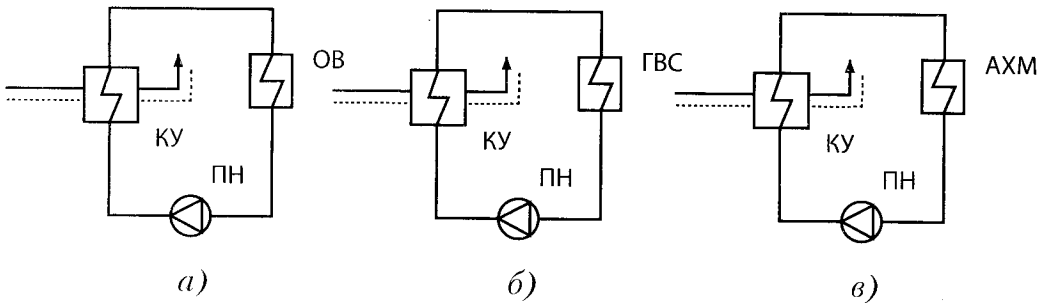
- 1) Замкнуті – для нагрівання повітря, що подається для спалювання газу в паливовикористовуючому агрегаті;
- 2) Розімкнені з використанням теплоти продуктів згоряння поза агрегатом для отримання пари, гарячої води, нагрітого повітря т. і.

При використанні розімкненої схеми рекомендується:

- подавання продуктів згоряння в котел-утилізатор, що виробляє насичену пару;
- подавання продуктів згоряння в рекупераційний або трубчатий повітрянагрівач для підігрівання припливного повітря систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря;
- установлення послідовно за ходом руху газів повітрянагрівача та контактного водонідгрівача.

Схема утилізації тепла димових газів

Існує декілька варіантів підключення інженерних систем до котлів – утилізаторів: одинарне, паралельне, послідовне, паралельно-послідовне (рис. 8.1).



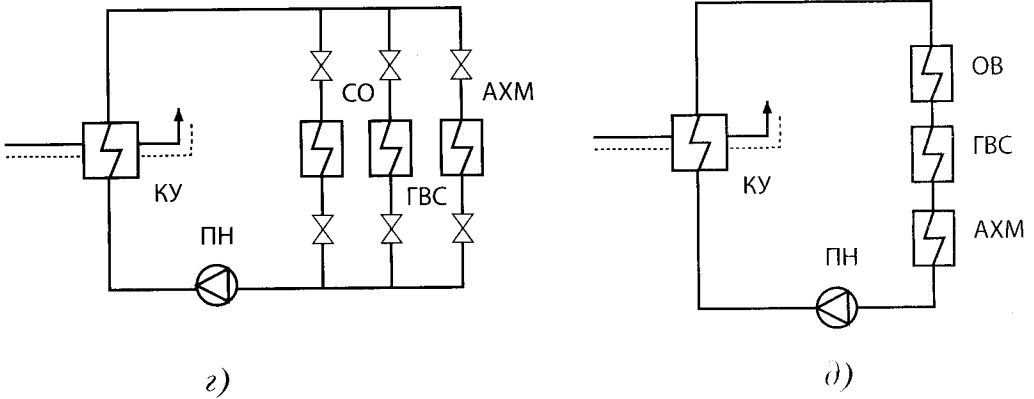


Рис. 8.1. Одинарне підключення до котла-утилізатора інженерного обладнання: а) система опалення та вентиляції; б) система гарячого водопостачання; в) система охолодження; г) паралельне підключення до утилізатору; д) послідовне підключення інженерного обладнання до котла-утилізатора

Таблиця 8.1. Позначення на рис. 8.1

Позначення	Назва	Позначення	Назва
КУ	Котел-утилізатор	КГ	Камера згоряння
ЕГ	електрогенератор	Г	Генератор енергії
Т	турбіна	ГТ	Газова турбіна
Д	деаератор	СО	Система опалення
К	конденсатор	ГВС	Гаряче водопостачання
КН	насос	АХМ	Абсорбційно-холодильна машина
ПН	Підживлювальний насос		

Утилізація теплоти систем скидного водопостачання та винарного охолодження

Системи скидного водопостачання характеризуються значними втратами теплоти при охолодженні нагрітої води в градирнях. Використання теплоти даних систем можливо застосуванням ТНУ на основі бромисто-літєвих абсорбційних і парокомпресійних холодильних машин.

Скидні системи охолодження обладнання та технологічних процесів (підприємства машинобудування, металургії, хімії, нафтохімії) є джерелами значної кількості ВЕР. Основними стримуючими факторами використання ВЕР є пилька температура (25–35 °С) і наявність в скидній воді забруднюючих речовин.

В установках випарного охолодження металургійних печей (рис. 8.2) вихід пари тиском 0,8–4,7 МПа складає 0,2 т/т чавуну, 0,25 т/т мартенівської сталі і 0,3 т/т в нагрівальних печах. Втрати теплоти доменними печами з охолоджувальною водою становлять від 3 до 5 % або 4–6 Мкал/год. на піч. Втрати теплоти нагрівальними печами з охолоджувальною водою, становлять 15–25 %.

На охолодження печей витрачається більша частка води, що використовується підприємством. Теплота охолодження в тепловому балансі печі складає 10–30 % теплоти, що вноситься до печі.

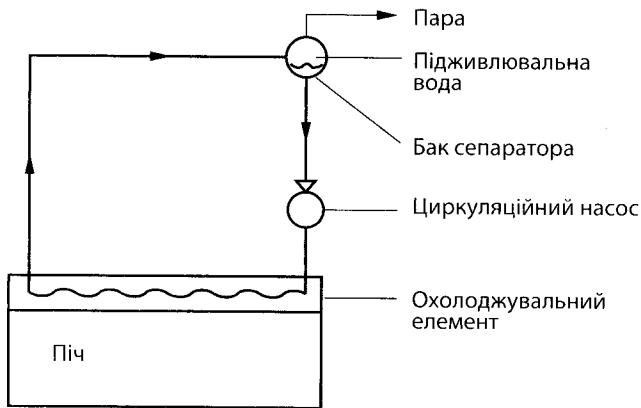


Рис. 8.2. Система випарного охолодження з примусовою циркуляцією

При водяному охолодженні відводиться не більше 40–45 кДж/кг теплоти (при нагріванні води не вище 60–65 °С). При випарному охолодженні відводиться 2 500 кДж/кг теплоти, що забезпечує істотне скорочення витрати води.

Використання відпрацьованої пари

Відпрацьована пара має низький тиск та непостійну (перемінну) витрату, забруднена хімічними та механічними домішками.

Основні напрямки використання пари: тепlopостачання, вироблення електроенергії, комбіноване вироблення електроенергії та тепlopостачання.

Використання теплоти шахтних вод і вентиляційного повітря гірничодобувних підприємств

На підприємствах з підземного видобування залізної руди є можливість використання ТНУ на базі власного енергетичного потенціалу підприємства у вигляді низькопотенціальної теплоти шахтних вод і вентиляційного повітря. Обсяги водовідведення та вентиляційного повітря ВАТ «Суха балка» (Кривбас) показані в таблиці 8.2.

Таблиця 8.2. Річний об'єм відведення шахтних вод та вентиляційного повітря

Об'єкт	Шахтні води, тис. м ³	Вентиляційне повітря, тис. м ³
Шахта «Юбилейна»	930	8 199 360
Шахта ім. Фрунзе	530	7 883 000

Температура шахтної води коливається в діапазоні 11–130 °С, вентиляційного повітря 150–170 °С.

Об'єм річного технічно доступного до використання теплового потенціалу складає:

- шахтні води – 8 049 Гкал/рік;
- вентиляційні викиди шахт – 2 7637 Гкал/рік; що становить 73,3 % від необхідного обсягу споживання теплоти підприємством

Утилізація теплоти повітря що видаляється вентиляцією

Основна проблема утилізації теплоти вентиляційних викидів – це проблема транспортування повітря в існуючих схемах приточної та витяжної вентиляції. На цей час виробляються приточно-витяжні агрегати, що поєднують приточні та витяжні прилади в одному блоці. Енергозбереження забезпечується за рахунок високоефективної рекуперації (пластинчатий теплообмінник) теплоти витяжного повітря в режимі подачі зовнішнього повітря та рециркуляційного. Виробляються приточно-витяжні агрегати з рекуперативним обертовим теплообмінником та тепловим насосом, що забезпечує високу ефективність утилізації теплоти.

Для нагрівання (охолодження) приточного повітря використовуються повітряні теплоутилізатори і теплоутилізатори з проміжним теплоносієм.

Вибір типу утилізатора визначається технічними та гігієнічними вимогами. До них відносяться конструктивне виконання системи приточно-витяжної вентиляції, неприпустимість переносу запахів та шкідливих речовин, співвідношення об'ємів приточного та повітря, що видаляється.

В випадках віддалення повітропроводів один від одного застосовують установки теплоутилізації з проміжним теплоносієм.

В тих випадках, коли повітропроводи розташовані поруч, але існують гігієнічні обмеження по контакту приточного повітря та повітря, що видаляється, в якості теплоутилізаторів рекомендується використовувати рекуператори та теплообмінники з проміжним теплоносієм, теплообмінники на теплових трубах.

Для систем, що розташовані поруч та для яких не існують гігієнічні обмеження по контакту приточного повітря та повітря, що видаляється, рекомендується, обертальні та переключаючі регенератори та контактні теплообмінники з проміжним теплоносієм.

Вибір типу теплоутилізатора здійснюється по приведеним витратам або по їх матеріалоемності.

Найбільш ефективним напрямком використання низькопотенційної теплоти є застосування холодильного обладнання систем кондиціонування повітря підприємств в режимі ТНУ на базі холодильних парокомпресійних машин. Теплова потужність ТНУ визначається необхідною холодопродуктивністю.

У літній період як джерело низькопотенційної теплоти використовується вода зворотного водопостачання системи кондиціонування повітря, яка охолоджується в випарниках парокомпресійних машин і в подальшому використовується як холодоносій. В опалювальний період циркуляційна вода від ТНУ використовується для підігрівання мережної води системи теплопостачання підприємства. Кількість утилізованої теплоти в загальному тепловому балансі підприємства становить близько 30 %.

Джерелами низькопотенційної теплоти також є:

- очисні споруди різного типу;
- скидні води промислових підприємств, теплогенеруючих станцій, басейнів;
- каналізаційні стоки житлових будівель, готелів, лікувально-профілактичних та інших установ (економія близько 35 % витрати на нагрівання гарячої води).

В апаратах миттєвого закипання (рис. 8.3) забруднена рідина поступає в випарник, де підтримується низький тиск. Вакуум відповідає температурі насичення на 5–10 °С нижче температури рідини, що надходить. Відбувається закипання рідини. Над випарником розташовується конденсатор-охолоджувач пари. У трубний простір конденсатора надходить нагрівальний теплоносій. Солі та шлами, що містяться в стоках, не потрапляють в теплоносій, що нагрівається.

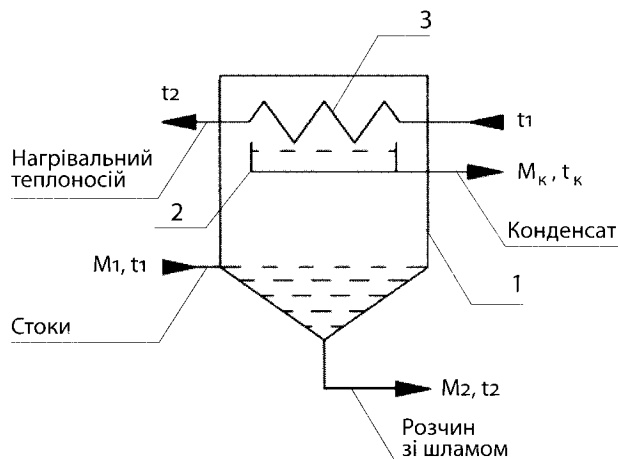


Рис.8.3. Апарат миттєвого закипання: 1–корпус – випарник; 2– теплообмінна поверхня; 3–піддон для збирання конденсату

Утилізація теплоти агресивних рідин

У виробництві сірчаної кислоти ВЕР існують у вигляді теплоти кислоти, яка в процесі її отримання охолоджується від 80–140 °С до 40–60 °С. З 1 тони виробленої сірчаної кислоти відводиться близько 3,35 кДж теплоти.

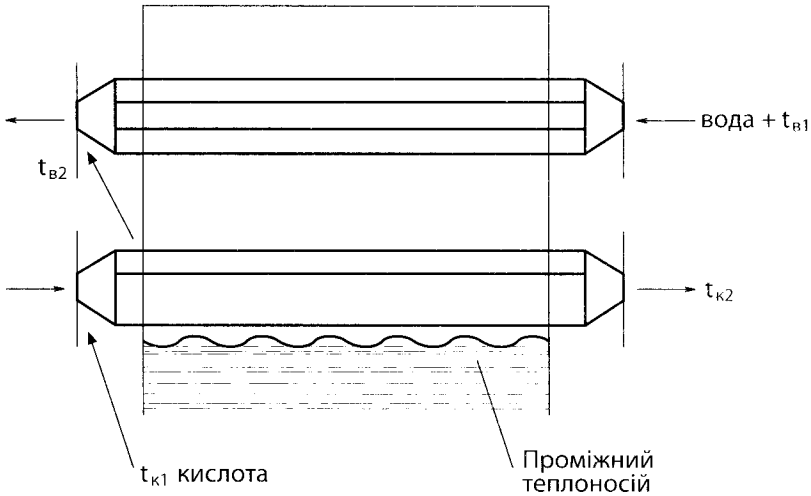


Рис.8.4. Схема апарата з проміжним теплоносієм

В поверхневих теплообмінниках неможливо запобігти попаданню кислоти в охолоджуюче середовище. Тому застосовують апарати з проміжним теплоносієм (рис 8.4). Міжтрубний простір вакуумується і заповнюється проміжним теплоносієм (аміак, хладон та інші). У нижню трубчасту поверхню подається кислота, у верхню – охолоджуюча вода. Кислота віддає теплоту проміжному теплоносію, який закипає, рухається вгору і конденсується на верхніх пучках труб, віддаючи теплоту охолоджувальній воді.

Теплоутилізатори для утилізації ВЕР

У технологічних схемах утилізації теплових ВЕР використовується наступне обладнання:

- котли-утилізатори. Газотрубні конвективні котли-утилізатори забезпечують охолодження газів з температурою 600–1 200 °С до 200 °С і вироблення пари тиском 1,4 МПа і температурою насичення 195 °С. Водотрубні конвективні котли-утилізатори забезпечують використання теплоти газів з температурою 600–900 °С на вході і 160–200 °С – на виході для вироблення пари тиском 1,8 або 4,5 МПа і температурою насичення 207 або 257 °С;

охолоджувачі конверторних газів виконуються радіаційно-конвективними і радіаційними:

- повітрянагрівачі (чавунні, секційні, рекуперативні з голчастими поверхнями нагрівання з газової та повітряної сторін);
- повітрянагрівачі трубчаті;
- контактні апарати з активною насадкою;
- поверхневі теплообмінники;
- конденсаційні теплообмінники, теплообмінники на теплових трубах;
- багатоступеневі установки з апаратами миттєвого скіпання (забруднені стоки);
- багатоступеневі установки з апаратами типу «теплова труба» (агресивні рідини хімічних підприємств);
- скрубєрно-сольові установки (димові гази);
- випаровувальні апарати з обертальними елементами (роторно-плівкові) (забруднені гази).

Знаходять застосування групі теплоутилізаційні системи з декількома теплоносіями, з різними діапазонами початкових і кінцевих граничних параметрів ВЕР і споживачів теплоти ВЕР.

Утилізація скидного енергопотенціалу промислових газів

Значним енергопотенціалом характеризуються технологічні гази: коксовий, доменний, конверторний, шахтний метан і метан сміттєвих звалищ, теплота яких може бути ефективно використана для вироблення пари, гарячої води, електроенергії.

Промисловістю випускаються поршневі і газотурбінні установки, які можуть бути використані для роботи на низькокалорійних газах – процесу піролізу біомаси, технологічних відходах різних виробництв в когенераційних системах вироблення електроенергії та теплоти з теплою згорання $1\ 664\ \text{кДж/м}^3$ (близько 5 % від теплоти згорання природного газу), на чистому водні з низькою детонаційною стійкістю, з вмістом СО більше 80 % (дуже низька швидкість поширення полум'я і низька теплота згорання, висока токсичність).

Сучасні двигуни працюють на низькокалорійних газах і досягають ККД більше 44 %, а в когенераційному циклі з утилізацією теплоти відхідних газів сумарний ККД складає більше 90 %.

Вибір теплоносія утилізаційної енергетичної установки

Транспортування димових газів до систем їх використання пов'язане з цілим рядом труднощів. Низька щільність та мала теплоємність (близько $1,5\ \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$) приводять до значних діаметрів труб газоходів. Забезпечити теплоізоляцію таких газоходів складно, а недостатня теплоізоляція при високій

температурі газів приводить до великих тепловтрат та швидкого остигання газів. Тому споживачі теплової енергії димових газів слід розміщати поряд з печами.

Недоліки димових газів як теплоносія:

- мала питома теплоємність, що викликає необхідність пропускання через теплообмінник-утилізатор великих об'ємів газів, що обумовлює великі габарити;
- низький коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки (менше $50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$), що приводить до необхідності створення в апаратах великих поверхонь тепловіддачі;
- нерівномірність нагрівання та складність регулювання нагрівання через значні зміни температури димових газів в процесі теплообміну і можливості конденсації водяної пари;
- забруднення поверхні теплопередачі сажею і продуктами згоряння;
- корозія стінок теплоутилізатора через вміст корозійноактивних речовин (води, кисню, оксидів сірки та азоту);
- екологічна небезпека через шкідливі газоподібні викиди.

Тому широко використовують високотемпературні рідкі теплоносії.

Високотемпературні теплоносії призначені для передачі енергії від джерела теплоти до перетворювача. Наприклад, від ГТУ або котельного агрегату до силового контуру енергетичної установки.

Мінеральні теплоносії (*АМТ-3001, Mobilterm, MultiTherPG-1* та ін.) теплоносії виробляються на базі екстрактів фенольного очищення дистилятів сірчастих нафт шляхом послідовної її депарафінізації та доочищення. Недоліком мастил є те, що в процесі термодеструкції вони розкладаються з утворенням смоловидних речовин, що приводить до збільшення в'язкості та коксування теплообмінних поверхонь. Питома теплоємність мінеральних мастил: $1,88 - 2,1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Синтетичні теплоносії (*T1B-330, АЛОТЕРМ, Термолан, Термипол-72*) виробляються на базі поліалкібензолів, дефоніл-дефолоксидної суміші та терфінілів. Недоліком є запах, токсичність та необхідність роботи під тиском, можуть використовуватися в термомасильних котлах. Теплоємність органічних теплоносіїв при $t = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ складає $2,34 - 2,85 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Силіконові мастила (*Syltherm-800, DurathermS, Совексил ТСЖ-в*) засновані на термостабілізованій кремній-органічній рідині, що не має запаху і не токсична.

Основними критеріями для вибору теплоносія є: теплофізичні властивості; діапазон робочих температур; ступінь пожежонебезпеки; токсичні характеристики; екологічні характеристики; ресурсні показники; вартість.

Діапазон робочих температур теплоносія на базі мінеральних мастил не перевищує значення – від $20 \text{ }^\circ\text{C}$ до $+300 \text{ }^\circ\text{C}$. Синтетичні теплоносії мають більш широкий температурний діапазон (від $40 \text{ }^\circ\text{C}$ до $+340 \text{ }^\circ\text{C}$). Силіконовий теплоносії працює

в діапазоні від -60°C до $+400^{\circ}\text{C}$ ($+450^{\circ}\text{C}$.) Силіконові теплоносії (діатермічне мастило) мають низьку в'язкість, не токсичні та пожежобезпечні. Призначені для використання в сонячних колекторах, котельних установках, теплоутилізаційних установках. Температурний діапазон: від -60°C до $+400^{\circ}\text{C}$. Виробник – фірма «ЗАО НПК «Софексіл»» РФ, марка теплоносія – *Софексіл ТСЖ-в*.

Іонні теплоносії – солі неорганічних кислот та їх сплави; кремній-органічні рідини. Робочий температурний діапазон – від 150°C до 550°C . Кремнійорганічні рідини – полі- та олігоорганічні силікони, серійний випуск освоєний хімічною промисловістю України. Кремнійорганічні рідини відрізняються низькою температурою застигання (від -60 до -140°C), високою теплопровідністю, малою в'язкістю, не мають запаху, не корозійно активні, екологічно безпечні, невелика вартість і тривалий термін використання (кілька десятиліть).

Найменш стійкі до перегрівання (локального та короткочасного) мінеральні теплоносії, оскільки піддаються деградації з утворенням високов'язких речовин.

Синтетичні теплоносії більш стійкі до перегрівання, але наслідки аналогічні.

Силіконові теплоносії в умовах перегрівання поводять себе інакше: вони піддаються перегрупуванню з утворенням циклічних продуктів, не відбувається термічне розкладання, не утворюються високов'язкі продукти.

Економічні аспекти вибору теплоносія. Найбільш дешевим є мінеральний теплоносії, але потребує пайбільших експлуатаційних витрат.

Синтетичні теплоносії дорожче мінеральних та мають кращі технічні показники, але більш токсичні і пожежонебезпечні.

Застосування силіконових рідин обмежується високою вартістю. В теперішній час удосконалення технології їх виробництва приводить до експлуатаційних можливостей розширення меж застосування силіконових теплоносіїв. Первісна висока вартість може бути компенсована більш низькою вартістю його експлуатації та додатковими витратами на забезпечення пожежобезпеки.

8.2. КОГЕНЕРАЦІЙНІ ТА ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЙНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ З ВИРОБЛЕННЯМ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ

8.2.1. Когенераційні енергетичні установки

Розвиток комбінованих систем енергозбереження та процесів перетворення теплової енергії йде шляхом впровадження газотурбінної технології вироблення електроенергії. На рис. 8.5, 8.6 показані схеми котельні з газовими турбінами. У котел надходять продукти згоряння ГТУ, які вносять кількість теплоти відповідно до постійного цілорічного навантаження, до якої належить навантаження

горячого водопостачання (ГВП). При підключенні в опалювальний період навантаження опалення, збільшення продуктивності котла досягається спалюванням природного газу в пальниках котла, яке здійснюється за рахунок використання кисню, що міститься у відхідних продуктах згорання. Найбільш раціонально використовувати теплоту продуктів згорання ГТУ, направляючи їх в котел, при цьому забезпечується сумарне теплове навантаження, що відповідає нормативному відношенню:

$$Q_{оп}/Q_{звн} = 4 : 1.$$

Реконструкція котельні з установленням парової та газової турбіни

При установленні за котлом парової турбіни з протитиском можливе вироблення електроенергії:

$$N_e = D (i_n - i_{нГ}). \quad (8.9)$$

Кількість теплоти, яку затрачено на вироблення пари з урахуванням теплоти вихлопних газів ГТУ, дорівнює:

$$Q = (B_n \cdot Q_H^p + m_g \cdot c_g \cdot t_g) \eta_k. \quad (8.10)$$

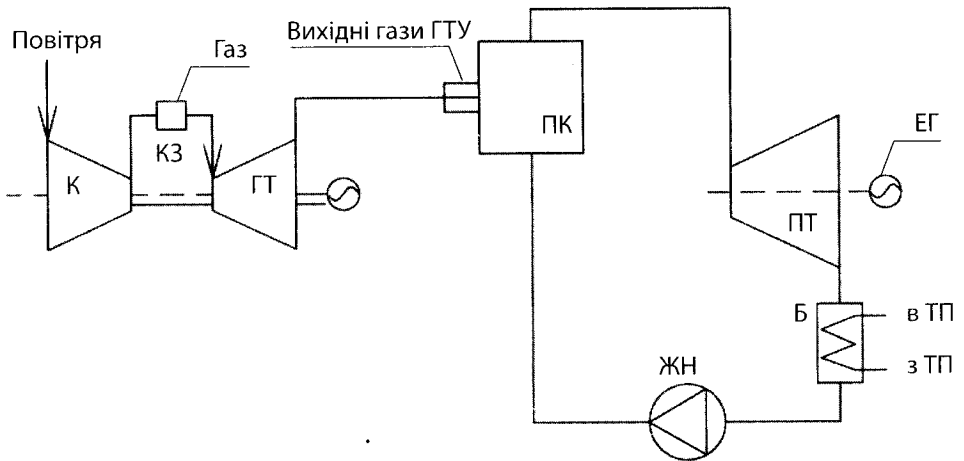


Рис. 8.5. Теплова схема міні-ТЕЦ: К – компресор; КЗ – камера згорання; ГТ – газова турбіна; ПК – паровий котел; Б – бойлер; ПТ – парова турбіна з протитиском; ЖН – живильний насос; ЕГ – електрогенератор; ТП – система теплопостачання

Використання теплоти вихлопних газів ГТУ понижує витрату газу на виробіток пари.

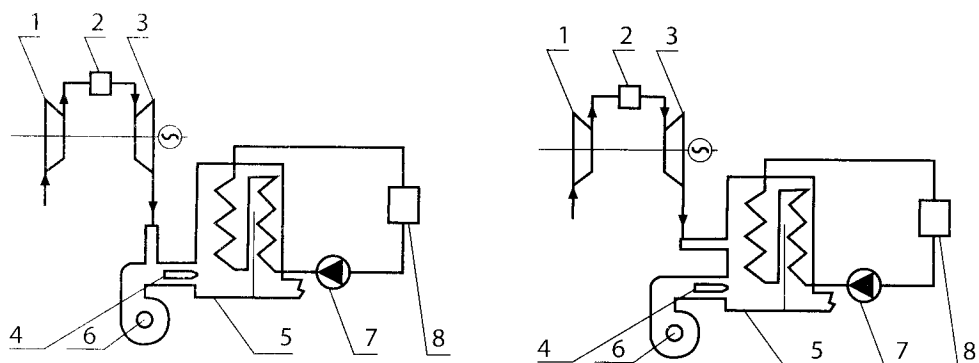


Рис. 8.6. Схеми котельні з газовими турбінами; а) зі скиданням вихлопних газів в пальники котла; б) зі скиданням газів у конвективний газохід; 1 – компресор; 2 – камера згоряння; 3 – газова турбіна; 4 – пальник; 5 – котел-утилізатор; 6 – вентилятор; 7 – мережевий насос; 8 – споживач тепла

Використання ГТУ в котельнях з водогрійними і паровими котлами забезпечує економічний ефект від 10 до 30 % за рахунок найбільш дешевого вироблення електроенергії від власного джерела, при одиничній потужності менше 5 МВт, доцільно використовувати газові двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), які відрізняються від ГТУ великим моторесурсом. Широке застосування знаходять енергетичні установки, що реалізують цикл Ренкіна. Термодинамічна ефективність низькотемпературного циклу Ренкіна залежить від багатьох параметрів: ефективності теплообмінного обладнання, ККД турбіни і насоса і, багато в чому, від вибору робочої речовини циклу. Цикли Ренкіна на органічних речовинах отримали назву органічних циклів Ренкіна (The Organic Rankine Cycle – ORC) і знаходять широке застосування в якості нових технологій утилізації скиданої теплоти різних процесів, у промисловості та сільському господарстві.

Використання ВЕР в температурному діапазоні від 40–60 °С до 240–300 °С для вироблення електроенергії з використанням ORC–установок забезпечують одиничну потужність в діапазоні від 500 кВт до 5 МВт з ККД з вироблення електроенергії 17–20 %.

8.2.2. Теплоутилізаційні енергетичні установки в тепловій схемі котельного агрегату

Промислові та опалювальні котельні установки великих міст є споживачами значної кількості енергетичних ресурсів (природного газу), ціни на які щорічно підвищуються. Ефективність котельних агрегатів, що знаходяться в експлуатації

становить близько 0,85–0,90, а втрати теплоти з відхідними газами становлять близько 6–7 % і вище. При цьому на котельнях не виробляється електроенергія, що знижує коефіцієнт перетворення енергії палива, а в разі аварійного відключення і перерви електропостачання можливе їх зупинення, пошкодження котлів і теплотрас. Використання теплоти відхідних газів котлоагрегатів можливо для підігрівання повітря або газу, що подається в пальники, підігрівання зворотної мережної води системи теплопостачання.

Одним з методів використання теплоти відхідних газів є вироблення електроенергії для споживання на власні потреби котельні (привід вентиляторів, димососів, циркуляційних насосів і т. д.). Величина споживання електроенергії на власні потреби визначається тепловою потужністю агрегатів та їх кількістю на котельні.

Якщо для котлів типу КВ-ГМ-10-150 (3 шт.) потрібно 175 кВт електричної потужності, то для котлів КВ-ГМ-50 (3 шт.) – 1215 кВт, котлів КВ-ГМ-100 (2 шт.) – 1 860 кВт.

У низькотемпературних циклах Ренкіна різного призначення (геотермальні, когенераційні, утилізаційні та ін.) використовуються різні робочі речовини (пропан, бутан та їх суміші (ізобутан/ізобутан), озонобезпечні хладони (R134a, R142в, R161, R170), аміак і водоаміачні суміші і інші. Проте пошук робочих речовин триває.

На вибір робочої речовини циклу впливають різні параметри, і вони повинні характеризуватися: низькою температурою нормального кипіння (нижче 350 К), великою теплою випаровування, високою щільністю, формою правої приграничної кривої (лінії насиченої пари) у діаграмі температура – ентропія (оскільки вона обмежує значення параметрів пари після розширення його в турбіні) і прийнятними експлуатаційними якостями. На вибір робочої речовини накладають обмеження, пов'язані з екологічними і технологічними нормами, а також вимогами безпеки. У цих умовах, при виборі робочої речовини, що задовольняє всім вимогам, приймається компромісне рішення. У розрахунках прийнято обмеження – процеси розширення пари в турбіні (3–4) завершуються в однофазній області (рис. 8.7).

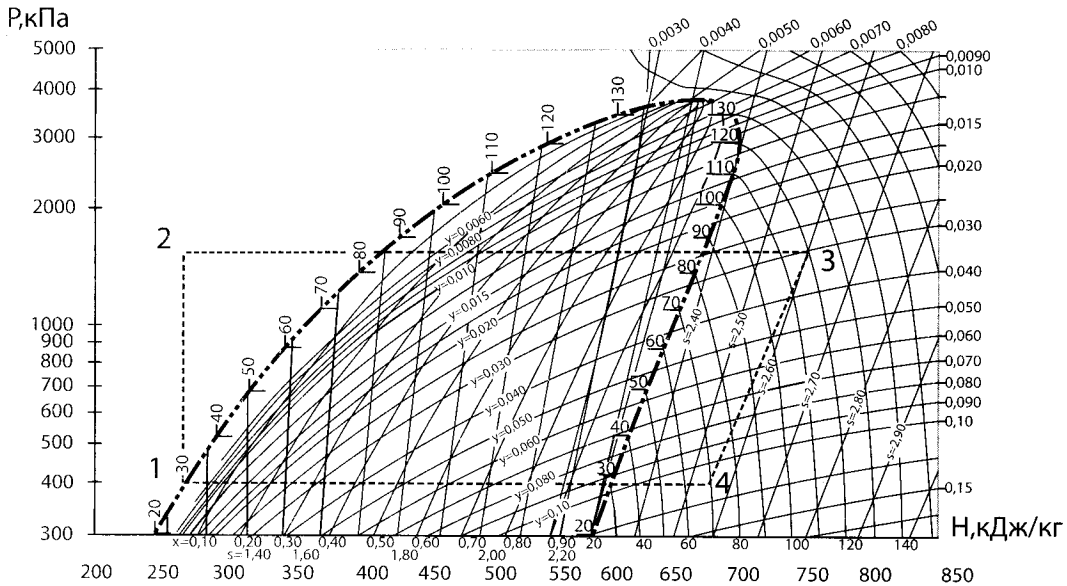


Рис. 8.7. Діаграма «тиск-ентальпія» процесу утилізації для ізобутану в циклі Ренкіна:
 1-2 – стиснення в насосі; 2-3 – нагрівання і випаровування;
 3-4 – розширення в турбіні; 4-1 – охолодження і конденсація пари

Схема утилізаційної енергетичної установки показана на рис. 8.8.

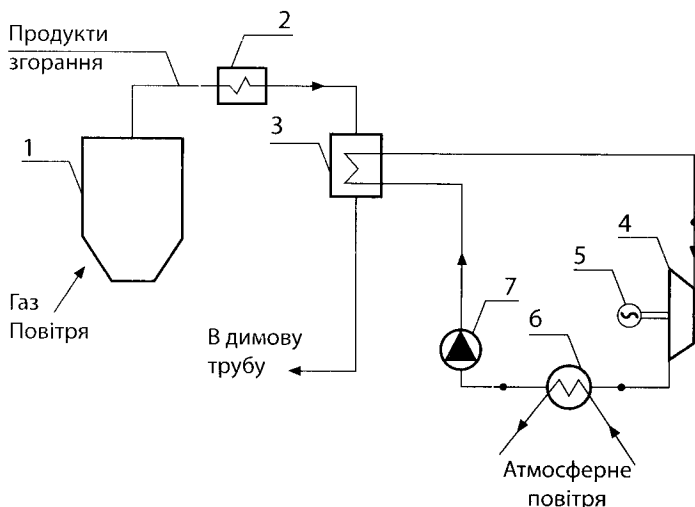


Рис. 8.8. Схема котельного агрегату з теплоутилізаційною когенераційною енергоустановкою: 1 – котел, 2 – економайзер, 3 – утилізатор-випарник, 4 – турбіна, 5 – електрогенератор, 6 – конденсатор, 7 – насос

Утилізація теплоти відхідних газів після котла 1 і економайзера 2 здійснюється в утилізаційному випарнику 3. Пари теплоносія подаються в турбіну 4, де розширюються, виконуючи роботу, для приводу електрогенератора 5. Далі пари конденсуються в конденсаторі 6 і конденсат насосом 7 подається в систему утилізації теплоти (регенеративний теплообмінник, випарник). Теплова схема містить два утилізаційних теплообмінника, що розташовані до і після економайзера. При необхідності збільшення вироблення електроенергії використовуються обидва теплообмінника, при зниженні навантаження – один теплообмінник, другий – випарник. Термодинамічна ефективність циклів визначається коефіцієнтом перетворення (COP) і коефіцієнтом утилізації теплоти.

Коефіцієнт тепломеханічного перетворення теплоти визначається:

$$COP = \frac{L_{12} - L_{34}}{Q_{23}}, \quad (8.11)$$

де L_{12} , L_{34} – робота адіабатичного стиснення (розширення) в насосі 1–2 (турбіні 3–4) в оборотному процесі:

$$L_{12} = mv_1 T_0 (P_2 - P_1), \quad (8.12)$$

$$L_{34} = mT_0 (h_3 - h_4), \quad (8.13)$$

де: m – масова витрата робочої речовини;

v, P, h – об'єм, тиск і ентальпія у вузлових точках циклу;

T_0 – температура навколишнього середовища;

Q_{23} – кількість теплоти, підведеної в випарнику в ізобарному процесі:

$$Q_{23} = m(h_3 - h_2). \quad (8.14)$$

Коефіцієнт утилізації теплоти циклу ORC визначаємо як відношення дійсної електричної потужності станції до максимальної теоретичної потужності W_{max} , яку можна отримати при розширенні пари в турбіні:

$$\eta_y = \frac{W_{max}}{m \left[(h - h_0) - T_0 (S - S_0) \right]}. \quad (8.15)$$

Досліджувалися докритичні і надкритичні цикли, одноступеневі і каскадні енергетичні установки.

Розрахунки показують, що на отримання максимальної електричної потужності впливають значення тиску і температури пари робочої речовини перед турбіною, витрата робочої речовини, значення мінімального температурного напору в випарнику і конденсаторі (Δt_{\min}), температура навколишнього середовища (t_{oc}). Вплив мінімального температурного перепаду найбільш суттєвий. Так, при зменшенні Δt_{\min} від 10–15 К до 3–5 К вироблення електроенергії в циклі збільшується на 20–25 %. Збільшення потужності турбіни спостерігається при збільшенні внутрішнього ККД турбіни і насоса. Так, збільшення ККД турбіни від 0,70 до 0,85 призводить до збільшення ККД установки від 12,2 до 14,7 %. Спостерігається збільшення потужності на 20–25 % при сезонному зниженні температури атмосферного повітря і температури конденсації.

Існує велика кількість критеріїв ефективності ОРС. При проектуванні енергетичних установок намагаються визначити оптимальні параметри при досягненні компромісу між трьома критеріями – енергетичним, економічним і екологічним.

Як критерії ефективності робочої речовини беруть потужність турбіни, що виробляється, і коефіцієнт утилізації теплоти в циклі, тому що коефіцієнт тепломеханічного перетворення COP змінюється несуттєво в температурному діапазоні (220 °C/15 °C – випарник-конденсатор) і становить 0,12–0,15 практично для всіх досліджуваних робочих речовин.

При зниженні температури пари робочої речовини перед турбіною відбувається зменшення енергії потоку. Так, для суміші R600a/R161 в надкритичному циклі ексергія потоку зменшується від 3 702,3 кВт при $t_r = 200$ °C до значення $E = 2 659,2$ кВт при $t_r = 150$ °C, тобто на 28 %. У докритичному циклі з робочою речовиною R600a/R141в ексергія відповідно зменшується від значення 1 414,5 кВт при $t_r = 200$ °C до значення 881,2 кВт при $t_r = 140$ °C, тобто на 37 %.

Ексергія потоків робочих речовин – сумішей R600a/R161, R600a/R141в, R600a/н-гексан в надкритичних циклах при температурі 197 °C становить 3 702,3–2 885,8 кВт, що забезпечує вироблення електричної потужності 1 619,7–1 789,3 кВт (табл.8.3).

Таблиця 8.3. Значення питомого адіабатичного теплоперепаду в турбіні, потужності турбіни і ККД циклу для різних робочих речовин

Робоча речовина	Δh , кДж/кг	W, кВт	η_n ,
R600a/R141в	85	581,7	0,12
R600a/R141в*	96,1	1789,3	0,15
R600a/R161	88,7	665,6	0,12
R600a/R161*	99,5	1713,1	0,14
R600a/ н-гексан	95,3	499,3	0,14
R600a/ н-гексан*	85,4	1619,7	0,13
R717/R170	132,1	643,3	0,13
R600a/R601	100,2	673	0,13

Розрахунки показують, що питомий тепловий перепад Δh , що виробляється в турбіні в надкритичному циклі вище на 12,5–15 %, ніж в докритичному. Отримані значення Δh для *n*-пентанового циклу становлять близько 80–100 кДж/кг при температурі перед турбіною 200 °С залежно від тиску парів. В надкритичному циклі спостерігається мінімальна різниця температур між теплоносіями (рис. 8.9), наприклад, між газами котлоагрегату та робочою речовиною, що підвищує ефективність перетворення теплоти в циклі.

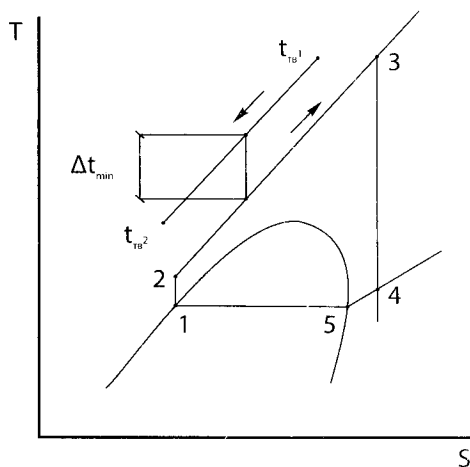


Рис. 8.9. Надкритичний цикл паротурбінної установки (процес 3--4 - адіабатичне розширення в турбіні; t_{gr1} - t_{gr2} - охолодження відхідних газів котла; Δt_{min} - мінімальний перепад температур; 3-4-5-1-2 - процес конденсації і стиснення робочої речовини; 2-3 - підведення теплоти)

* надкритичний режим.

Використання сумішей при надкритичних параметрах дозволяє, змінюючи склад суміші, керувати термодинамічними параметрами робочої речовини. При цьому характер кривої охолодження продуктів згоряння такий же, як і для кривої нагрівання робочої речовини циклу, що дозволяє забезпечити мінімальні значення перепаду температури між ними.

Дослідження циклу Ренкіна при докритичних параметрах робочих речовин показали, що для водогрійного котла типу КВ-ГМ-50 (теплова потужність 50 Гкал/год) можливе вироблення електроенергії потужністю 665–724 кВт і, відповідно, 1 330–1 448 кВт для двох котлів, що достатньо для споживання на власні потреби (привід вентиляторів, димососів, циркуляційних насосів) опалювальної котельні.

Результати числових досліджень *n*-бутанового докритичного теплоутилізаційного циклу показують можливість вироблення електроенергії в обсязі 515 кВт для одного котла (КВ-ГМ-50) без урахування приводу насоса потужністю 77 кВт.

При цьому, в розрахунках прийнята температура навколишнього середовища 5 °С, що істотно підвищує значення потужності, що виробляється. Досліджувалися надкритичні цикли з робочими речовинами R600a/*n*-гексан, R600a/R161, R600a/R141в та іншими сумішами. Критичні параметри робочих речовин наступні: R600b (ізобутан) – $T_{кр} = 134,7$ °С; $P_{кр} = 3\,630$ кПа; R161 – $T_{кр} = 102,2$ °С; $P_{кр} = 5\,090$ кПа; R141в – $T_{кр} = 204,4$ °С; $P_{кр} = 4\,210$ кПа; *n*-гексан – $T_{кр} = 234,7$ °С; $P_{кр} = 3\,030$ кПа. У розрахунках прийняті такі припущення: витрата продуктів згоряння в випарнику складає 27 кг/с (котел КВ-ГМ-50); перепад температур між продуктами згоряння і робочими речовиною $\Delta t = 3$ –5 °С; адіабатний ККД турбіни – 0,7–0,8; ККД насоса 0,75–0,80; температура навколишнього середовища 15 °С.

У розрахунках зроблено припущення-процес розширення в турбіні завершується в однофазній області. Результати розрахунку наведені в таблиці 8.4.

Таблиця 8.4. Значення електричної потужності, що виробляється в циклах з різними робочими речовинами

Робоча речовина	$t_p, ^\circ\text{C}$	$t_p, ^\circ\text{C}$	$P_z, \text{кПа}$	$P_p, \text{кПа}$	$\rho_p, \text{кг/м}^3$	$W_{з,р}, \text{кВт}$	СОР, %
докритичний цикл							
R600a/ <i>n</i> -гексан	197	114,9	3850	197	116	499,3	13,99
R600a/R161	197	132,7	3600	489	61,0	665,6	13,10
R600a/R141в	197	140,5	2500	280	49,5	581,7	12,89

Робоча речовина	$t_3, ^\circ\text{C}$	$t_4, ^\circ\text{C}$	$P_3, \text{кПа}$	$P_4, \text{кПа}$	$\rho_3, \text{кг/м}^3$	$W_{3,4}, \text{кВт}$	$\text{COP}, \%$
	надкритичний цикл						
R600a/ <i>n</i> -гексан	197	76,3	6000	197	278,6	1619,7	13,64
R600a/R161	197	106,	6000	489	119,8	1713,4	15,08
R600a/R141в	197	95,3	6000	280	177,0	1789,3	15,55

Результати показують, що корисна потужність в докритичному циклі (тиск робочої речовини – 2 500 кПа) складає 548,81 кВт (потужність, що виробляється турбіною 581,72 кВт); в біякритичному циклі (тиск – 3 700 кПа) – корисна потужність 666,48 кВт (потужність, що виробляється турбіною – 723,62 кВт); в надкритичному циклі (тиск – 6 000 кПа) – корисна потужність 1 558,75 кВт (потужність турбіни – 1 789,34 кВт).

Корисна потужність (з урахуванням витрат потужності на привід насоса) в надкритичному циклі збільшується в 2,8 рази в порівнянні з докритичним. При цьому щільність робочої речовини перед турбіною в 2,4–3,6 рази вище, ніж в докритичному циклі, що дозволяє зменшити габаритні розміри паротурбінної установки.

Коефіцієнт використання теплоти відхідних газів становить для докритичного циклу 38,56 %, біякритичного – 41,71 %, надкритичного – 90,83 %. Аналогічні результати отримані і для інших сумішей вуглеводнів ($i\text{C}_4\text{H}_{10}/\text{R161в}$, $i\text{C}_4\text{H}_{10}/n\text{C}_6\text{H}_{14}$ та ін.)

Ефективність теплоутилізаційних енергетичних установок котельних агрегатів нижче ($\eta_u = 0,13\text{--}0,15$), ніж когенераційних газотурбінних або газопоршневих установок ($\eta_u = 0,40\text{--}0,43$) через низький температурний потенціал продуктів згоряння. Однак, включення їх в теплову схему котельні дозволяє підвищити їх теплову ефективність.

8.2.3. Утилізація теплоти відхідних газів газотурбінних установок ГПА магістральних газопроводів

На компресорних станціях (КС) магістральних газопроводів використовують відцентрові нагіначі з газотурбінним приводом. ККД газотурбінних установок, що експлуатуються, становить 23–28 %. У сучасних ГТУ ККД вищий. Однак понад 70 % теплоти втрачається з відхідними газами. При цьому температура відхідних газів сягає 450–500 °С, витрата газів – 60–120 кг/с. Кількість утилізаційної теплоти для різних типів ГТУ становить: 20–32 МВт для ГТК-10-4, 25–30 МВт – для ГТН-16 та 28–46 МВт для ГТН-25. На компресорній станції встановлюють декілька ГТУ. Це залежить від продуктивності та режиму роботи

газопроводу, що визначає річну кількість утилізованої теплоти багатощехової КС. При цьому показники питомої енергоефективності КС (відношення витрати паливного газу ГТУ КС до товарно-транспортної роботи) поступаються закордонним на $7\text{--}12 \text{ м}^3/(\text{млн. м}^3 \cdot \text{км})$. Застосування парогазових установок (ПГУ) із високонапірним парогенератором та ККД близько $40\text{--}44\%$ потребує значних капітальних витрат, при цьому високонапірний режим роботи магістрального газопроводу знижує ефективність їх застосування. Більш ефективним є застосування утилізаційної паросилової надбудови ГТУ з низькотемпературним парогенератором та органічною робочою речовиною. Використання водяної пари не забезпечує ефективного вироблення електроенергії через низькі параметри пари: температура $520\text{--}685 \text{ К}$, тиск $2\text{--}3 \text{ МПа}$. Вторинні енергоресурси приводних ГТУ магістральних газопроводів можуть використовуватися для теплопостачання, опалення та вентиляції різних об'єктів, вироблення електроенергії та додаткової кількості механічної енергії, виробництва холоду. Однак до цього часу ці методи не отримали широкого розповсюдження. Частка використання ВЕР на теплові потреби КС становить близько $1\text{--}3\%$ на рік від наявної кількості теплоти. У зв'язку з широким використанням та розвитком геотермальної енергетики за кордоном отримали розповсюдження енергетичні установки, які реалізують цикл Ренкіна з органічною робочою речовиною. Відомі утилізаційні енергетичні установки на КС магістральних газопроводів США, а також компресорні станції на базі ГТУ Rolls-Royce RB211 потужністю 28 МВт із теплоутилізаційними паротурбінними установками фірми Ormat-Energy Converter, які забезпечують вироблення додатково $6,5 \text{ МВт}$ електричної потужності (рис. 8.10). Силовий контур установки працює за циклом Ренкіна з органічним теплоносієм n -пентаном ($n\text{-C}_5\text{H}_{12}$). На власні потреби (насоси, вентилятори та ін.) необхідно $0,8 \text{ МВт}$ потужності, решту $5,7 \text{ МВт}$ може бути передано у зовнішню мережу або використано на потреби компресорної станції.

Подібні дослідження проводяться в Україні. Сьогодні для ВАТ «Газпром» виготовляють пароводяні турбоустановки типу К-6-1,6 потужністю $4\text{--}12 \text{ МВт}$. У ВАТ «Сумське НПО ім. М. В. Фрунзе» створено газотурбінну установку потужністю 4 МВт із замкненим контуром та робочим тілом n -пентаном.

У табл. 8.5 наведено деякі числові результати розрахунку параметрів утилізаційної енергетичної установки.

Як видно з результатів розрахунків, питома електрична потужність, яка виробляється у надкритичних циклах із органічними речовинами, у декілька разів вища, ніж у циклах з водяною парою. Електрична потужність, яка виробляється, збільшується зі зростанням температури пари перед турбіною. Залежність питомої роботи розширення пари в турбіні Δh , а також виробленої питомої потужності

N від тиску більш складна: при температурах, нижчих від критичної, підвищення тиску до критичного призводить до підвищення Δh , а також N ; за параметрів пари, близьких до критичних, призводить до зниження Δh (N); при понадкритичній температурі підвищення тиску приводить до зростання Δh (N) (рис. 8.11). Окрім згаданих параметрів, на значення потужності, яка виробляється, впливає тиск пари в конденсаторі. З підвищенням тиску в конденсаторі потужність турбіни знижується на 8–12 %. Зміна температури пари i -пентану (R601a) перед турбіною від 350 °С до 250 °С призводить до зниження питомої електричної потужності, яка виробляється, від 96,0 до 56,1 кВт/(кг/с), тобто на 32,2 %.

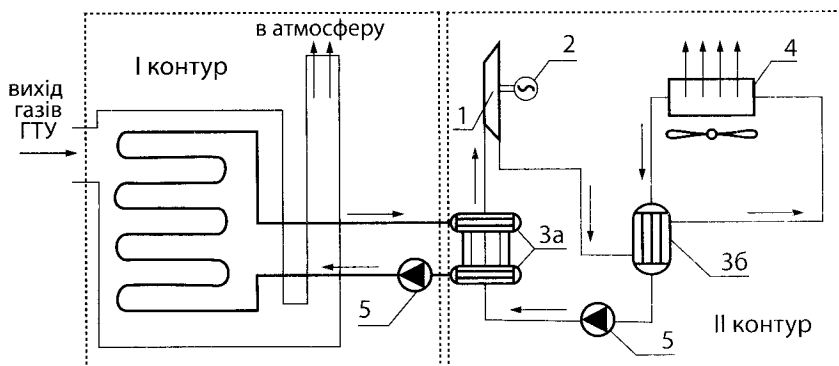


Рис. 8.10. Технологічна схема утилізаційної енергетичної установки: 1 – турбіна; 2 – електрогенератор; 3а та 3б – випарники, регенеративні теплообмінники; 4 – конденсатор; 5 – насос

Таблиця 8.5. Теплотехнічні параметри утилізаційної енергетичної установки*

Робоча речовина	$t_T, ^\circ\text{C}$	$P_T, \text{кПа}$	$P_K, \text{кПа}$	$m, \text{кг/с}$	$N, \text{кВт/ (кг/с)}$	$\eta_u, \%$
i -пентан ($i\text{-C}_5\text{H}_{12}$)	347	3200	80	0,3	60,8	14,4
n -бутан (C_4H_{10})	347	3500	220	0,38	58,9	13,1
n -гептан (C_7H_{16})	347	4000	5,35	0,53	106,5	18,4
n -октан (C_8H_{16})	347	4000	1,6	0,54	109,6	18,9
n -декан ($\text{C}_{10}\text{H}_{22}$)	347	4000	1,5	0,59	114,7	19,4
водяна пара H_2O	347	4000	550	0,057	17,8	10,4

* P_T – тиск пари перед турбіною; t_T – температура пари перед турбіною; N – корисна питома електрична потужність, яка виробляється турбіною; η_u – термічний ККД циклу; m – витрата робочої речовини.

Робоча речовина	$t_T, ^\circ\text{C}$	$P_T, \text{кПа}$	$P_K, \text{кПа}$	$m, \text{кг/с}$	$N, \text{кВт/ (кг/с)}$	$\eta_n, \%$
C_7H_{16} (80 %) / H_2O (20 %)	347	4000	6,25	0,38	138,9	24,3
<i>i</i> -пентан ($i\text{-C}_5\text{H}_{12}$)	347	6000	80	0,53	96,0	16,2
<i>i</i> -пентан ($i\text{-C}_5\text{H}_{12}$)	347	6000	92	0,56	83,8	20,2
<i>i</i> -пентан ($i\text{-C}_5\text{H}_{12}$)	347	6000	220	0,62	56,1	15,2

Отримані результати порівнювали з небагаточисельними показниками за *n*-пентановим циклом, узяті з фахової літератури. На рис. 8.11 приведено розрахункові дані питомого перепаду ентальпії пари у турбіні залежно від температури та тиску пари перед турбіною.

Як показують результати різних дослідників, застосування *n*-пентану та *i*-пентану як робочого тіла при тиску пари до 6,5 МПа та температурі до 350 °С забезпечує роботу розширення у турбіні близько 170–180 кДж/кг. У разі використання гептану (C_7H_{16}) $\Delta h = 208,6$ кДж/кг; при цьому особливо ефективна неазеотропна суміш ($\text{C}_7\text{H}_{16} + \text{H}_2\text{O}$) (80 %/20 %), питомий перепад ентальпії пари становить $\Delta h = 375,7$ кДж/кг при тиску пари 4,0 МПа. Суміш вуглеводнів із водяною парою знижує їх горючість. Результати порівняння питомого перепаду ентальпії пари у турбінах із різними робочими речовинами при $t_n = 347$ °С показують, що для гептанової турбіни питомий перепад ентальпії пари становить 208,6 кДж/кг, а для суміші (*n*-гептан (80 %) + H_2O (20 %) – 375,7 кДж/кг. Цикл на суміші (*n*-гептан(C_7H_{16}) + водяна пара (H_2O)) характеризується низькою роботою стискування (7,3 кДж/кг і 2,74 кВт) через малі витрати робочої речовини ($m = 0,38$ кг/с), тиск у конденсаторі – 6,25 кПа, ККД циклу – 24,7 %. Результати розрахункового дослідження показують можливість вироблення електроенергії в обсязі 6 882–16 670 кВт у разі утилізації теплоти викидних газів із масовою витратою 60–120 кг/с газотурбінних установок типу ГТН-16, ГТН-25, ГТН-32. Як робоче тіло енергетичної установки може бути застосовано органічні речовини – гептан (C_7H_{16}), октан (C_8H_{18}) або декан ($\text{C}_{10}\text{H}_{22}$) та їх азеотропні суміші з водяною парою. Електроенергія, яка виробляється, може бути використана на власні потреби КС, приводу апаратів повітряного охолодження газу (АПОГ) та додаткового електроприводного ГПА, що забезпечує зниження енергоємності транспортування газу.

Іншим перспективним напрямом використання ВЕР є утилізація теплоти від двох або трьох працюючих ГТУ для приводу нагнітача газу від парової турбіни (Притула В. В., Кологривов М. М. та інші). Теплова схема утилізації теплоти включає кілька паралельно встановлених турбін. Каскадна теплова схема працює на різних робочих тілах: в 1-му ступені – суміш (пропанол/вода), в 2-му ступені – бутан. Питома механічна потужність установки з трьома турбінами складає 110–115 кВт/(кг/с).

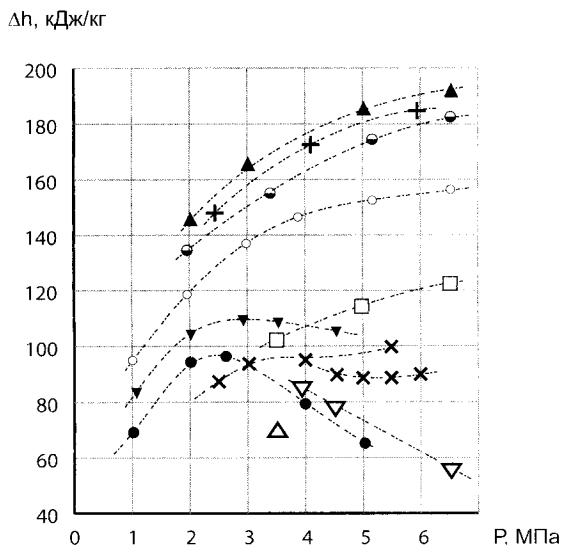


Рис. 8.11. Залежність роботи розширення пари в турбіні від тиску та температури:
 ● – *n*-пентан, $t = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$; ○ – *n*-пентан, $t = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$; Δ – *n*-пентан, $t = 220\text{ }^{\circ}\text{C}$;
 ▽ – *n*-пентан, $t = 220\text{ }^{\circ}\text{C}$; ▼ – *n*-пентан, $t = 220\text{ }^{\circ}\text{C}$; □ – *n*-пентан, $t = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$;
 × – суміш (*i*-бутан + R141в (60/40), $t = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$ (автору); + – *n*-бутан, $t = 350\text{ }^{\circ}\text{C}$ (автору); ▲ – *i*-пентан, $t = 350\text{ }^{\circ}\text{C}$, (автору); ○ – суміш (*i*-бутан + *i*-пентан (40/60), $t = 350\text{ }^{\circ}\text{C}$ (автору)

8.2.4. Когенераційна схема використання ВЕР газопереробного заводу

Сучасне нафтохімічне виробництво забезпечує свої потреби в тепловій енергії на 50 % за рахунок власних джерел, при цьому питання електропостачання опрацьоване недостатньо.

Організація систем електротехнологічного комбінування дозволяє виробляти технологічний і енергетичний продукт в рамках одного виробництва. Пріоритетним напрямком в розвитку енергогосподарств підприємств нафтохімічного комплексу є перехід до замкнутих систем енергозабезпечення.

На нафтогазопереробних заводах використовуються технологічні установки, радіаційно-конвективні печі для підігрівання газу, нафти і інших рідин в системах нафтогазозбору. Теплова ефективність цих печей недостатньо висока, термічний ККД складає близько 0,5–0,6. Температура відхідних газів складає близько 400–500 $^{\circ}\text{C}$ і це дає можливість використання ВЕР в тепло- і енергопостачанні підприємств. Використання ВЕР в системах теплопостачання ускладнюється обмеженням теплової потужності протягом року. Іншим напрямком використання ВЕР є когенераційне вироблення теплоти і електроенергії для власних потреб підприємств. Використання енергетичних установок

з низькотемпературним циклом Ренкіна (ORC) забезпечує глибоке охолодження продуктів згорання і конденсацію водяної пари. ККД енергетичних утилізаційних установок складає 0,13–0,17 і величина потужності, що додатково виробляється, близько 130–150 кВт на МВт встановленої теплової потужності паливовикористовуючої установки, що забезпечує вироблення і використання електроенергії на власні потреби. Реконструкція опалювальних котельних в міні-ТЕЦ з використанням газотурбінних або газопоршневих установок забезпечує вироблення на 1 МВт встановленої електричної потужності 1,5–2 МВт теплоти. При цьому знижуються витрати на одержання електроенергії, підвищується надійність систем теплопостачання, включаючи аварійні зупинки при мережевому електропостачанні. Проте, є проблеми розміщення газотурбінних надбудов в котельних установках. При використанні інших палив (вугілля, мазут) також можливе застосування парових турбін або паро-поршневих двигунів для вироблення електроенергії, але ККД їх значно нижче, ніж газотурбінних.

Як джерело ВЕР розглядається піч підігріву стабільного конденсату в десорбері К-230 у складі маслоабсорційної установки. На Качанівському ГПЗ знаходиться в експлуатації піч тепловою потужністю 12,0 МВт. Тип пальників – ГПБш, РГПЗ (радіаційні) або ЕСО-FLAME, витрата газу – 40 м³/год. (на пальник); коефіцієнт надлишку повітря – 1,05; теплова потужність пальника – 395 кВт. Витрата паливного газу на піч – 2 640 м³/год. Об'єм продуктів згорання ($\alpha_c = 1,05$) – 2 7720 м³/год; масова витрата продуктів згорання ($t_{\text{пр}} = 40^\circ\text{C}$) – 4 кг/с.

Дані обстежень теплотехнічних параметрів печі показують, що температура відхідних газів складає близько 400–500 °С, а термічний ККД печі – близько 0,45–0,5 (сучасних до 0,8).

Теплоносій – абсорбент поступає з температурою 210 °С у конвективну камеру печі, де нагрівається до 250 °С, а потім в радіаційну камеру, де підігрівається до температури 310–330 °С.

Кількість відхідних газів залежить від режиму роботи печі та їх температури. Дані наведені в таблиці 8.6.

Таблиця 8.6. Об'єми димових газів в залежності від потужності печі

Показник газів м ³ /год	Теплова потужність печі	
	12 гкал/год	14 гкал/год
Об'єм відхідних газів при н. у.	19 762,0	23 016,9
Об'єм відхідних газів при температурі $t = 300^\circ\text{C}$	43 287,5	49 063,4
Об'єм відхідних газів при температурі $t = 400^\circ\text{C}$	46 721,8	52 955,9

Теплова схема когенераційної установки аналогічна схемам (рис. 8.8. та 8.6.) включає додаткове розміщення теплообмінника – випарника в газоході печі.

Значення параметрів енергетичної установки наведені в таблиці 8.7.

Таблиця 8.7. Потужності, що виробляються в утилізаційних установках

Робоча речовина	$P, \text{кПа}$	$t_p, ^\circ\text{C}$	$N_p, \text{кВт} \cdot \text{год}$	$\eta_u, \%$	$m, \text{кг/с}$
H_2O	4 000	350	136,9	10,4	0,057
C_7H_{16}	4 000	350	820,0	18,4	0,53
$\text{C}_7\text{H}_{16}(80\%) + \text{H}_2\text{O}(20\%)$	4 000	350	1069,5	24,3	0,38

Аналізуючи результати, можна побачити, що потужність, що виробляється в турбіні з водяною парою, у декілька разів менше, ніж в турбіні з органічними робочими речовинами.

Використання енергетичної установки в технологічній схемі утилізації ВЕР газопереробного заводу при витраті продуктів згоряння печі 6,7–7,7 кг/с (при збільшенні потужності печі до 11,9–14,7 кг/с) забезпечує вироблення електроенергії в об'ємі 904–1 070 кВт та більше, яка може бути використана на власні потреби підприємства (привід насосів, вентиляторів, компресорних установок), та теплоти водяного конденсатора в об'ємі (2,5–3) 10^3 МДж/год, яка може бути використана в системах опалення чи гарячого водопостачання підприємства.

8.3. КАСКАДНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВИХ ВЕР ПІДПРИЄМСТВ

В результаті дослідження та оптимізації циклів з багатьма робочими речовинами як в докритичному, так і в надкритичному циклі в одноступеневій енергетичній установці було встановлено, що максимальне вироблення електроенергії забезпечується в надкритичному циклі. Цикли каскадної енергетичної установки показані на рис. 8.12.

Результати показують, що температурний потенціал робочої речовини в одноступеневих установках використовується недостатньо ефективно. Так після розширення в турбіні температура пари (t_n перед турбіною – 200 °С) залишається високою 90–110 °С і вище, а при $t_n = 350$ °С після розширення дорівнює 200–250 °С. Використання каскадної теплової схеми дозволяє забезпечити більш глибоке зниження температури робочої речовини.

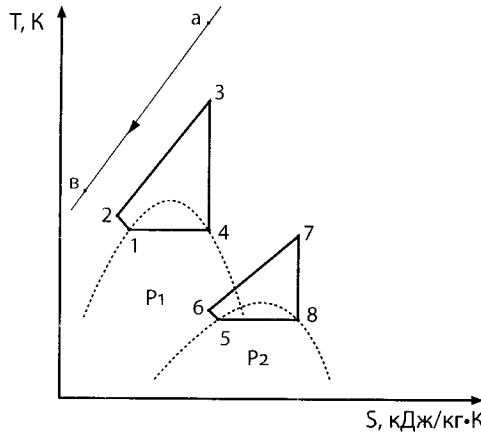


Рис. 8.12. Термодинамічні цикли в каскадній енергетичній установці з двома рідинами: а-в – процес охолодження потоку продуктів згоряння; 1-2-3-4 – надкритичний цикл (верхній каскад) першої рідини; 5-6-7-8 – надкритичний цикл (нижній каскад) другої рідини

Аналізуючи результати представлені на рис. 8.13 і наведені в табл. 8.8 бачимо, що при температурі відхідних газів паливовикористовуючого промислового агрегату 350°C шитома вироблена потужність складає близько $135\text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ для двокаскадної установки і близько $150\text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ – для 3-х каскадної енергетичної установки. При цьому шитомий перепад ентальпії пари становить близько $270\text{ кДж}/\text{кг}$ для двокаскадних установок і близько $320\text{ кДж}/\text{кг}$ для 3-х каскадних установок.

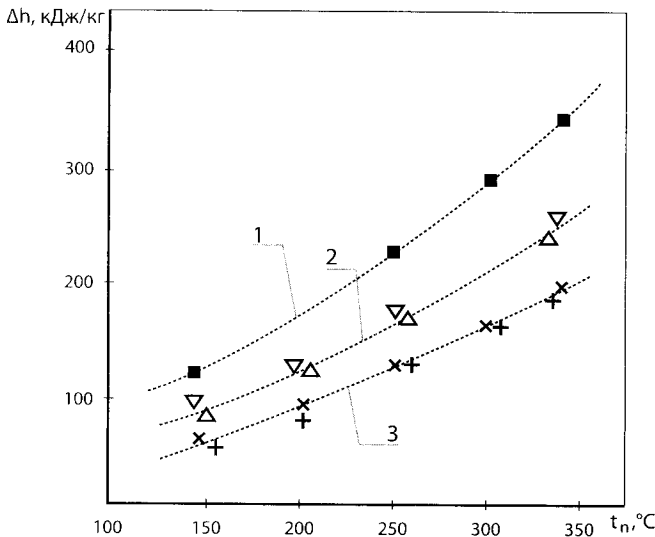


Рис. 8.13. Значення зміни питомої ентальпії пари в турбіні в залежності від температури пари перед турбіною в каскадних енергетичних установках з різними теплоносійми: 1 - 3-х каскадна установка; 2 - двокаскадна; 3 - одноступенева

Таблиця 8.8. Значення параметрів каскадних енергетичних установок*

Робоча речовина	$t_{3,7}, ^\circ\text{C}$	$t_{1,8}, ^\circ\text{C}$	$P_{3,7}$, кПа	$P_{1,8}$, кПа	m , кг/с	Δh , кДж/кг	W , кВт/(кг/с)	$\frac{COP}{\eta_r}$
R601a	347	255,6	6000	92	0,53	190	98,4	-
			верхній каскад установки					
			нижній каскад установки					
i-C ₄ H ₁₀ / R141b	252,6	194,6	6000	1200	0,36	79	28,9	0,20/0,95
			верхній каскад установки					
R602	347	237	6000	20	0,53	200	109,2	-
			нижній каскад установки					
i-C ₄ H ₁₀ / R141b	234	174	6000	1200	0,35	75	26,4	0,22/0,95

Наведені в літературі дані про значення перепаду ентальпії в одноступеневій *n*-пентановій турбіні близько 200 кДж/кг.

Таким чином, є можливість підвищення термодинамічної ефективності процесів застосуванням каскадних енергетичних установок з декількома органічними теплоносіями, критична температура яких підвищується в кожному каскаді.

У роботах Д. П. Гохштейна, Г. Анджеліно вивчалися можливості використання CO₂ в якості робочого тіла замкнутої ГТУ. Основними перевагами CO₂ як робочого тіла є високі ККД установки і її компактність, пов'язана з високим тиском в контурі. Основний недолік – великі розміри теплообмінного устаткування. У літературі показана можливість використання надкритичного циклу в вуглекислотних ГТУ невеликої потужності, що утилізують теплоту відхідних газів промислових установок ($t_{в.в.} < 520 ^\circ\text{C}$). Пропонується, замість реалізації циклу Ренкіна з конденсацією при низькій температурі (близько 10 °C), здійснювати стискування CO₂ в газовій фазі, поблизу критичної точки, що знижує роботу компресора. Пропонований цикл знаходиться в проміжному положенні між циклом з конденсацією і циклом Брайтона. Пропонується також схема з паралельно установленими турбінами. Деякі елементи – компресор, газоохолоджувач, регенератор двох установок об'єднані. Отримують схему з розділенням потоків, кожен з яких нагрівається в окремому теплообміннику, а потім розширюється в турбінах, що працюють паралельно (рис. 8. 14).

* $t_{3,7}$ – температура пари перед турбіною каскадів; $t_{1,8}$ – температура пари після турбіни; $P_{3,7}$, $P_{1,8}$ – тиск пари відповідно до і після турбін каскадів; m – витрата робочого теплоносія; Δh – зміна питомої ентальпії пари; W – питома вироблена потужність; COP , η_r – відповідно коефіцієнт перетворення та утилізації.

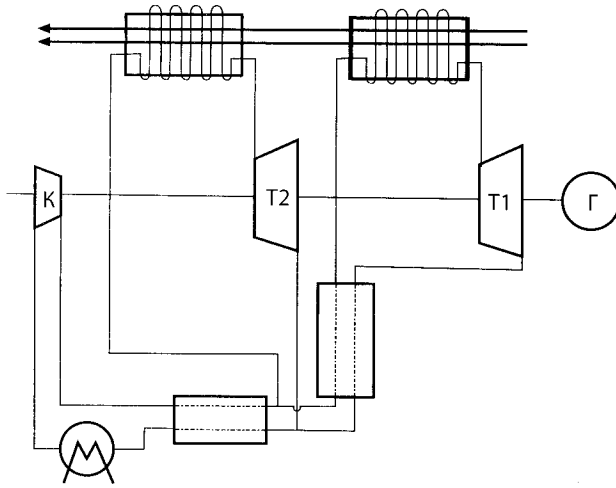


Рис. 8.14. Схема установки з двома паралельними турбінами

Пропоноване удосконалення теплової схеми призводить до збільшення корисної потужності в 1,5 рази. Питома потужність установки з трьома турбінами досягає 110–115 кВт/(кг/с). Температура відхідних газів промислового агрегату знижується до 350–400 К, що дозволяє перетворити близько 75 % максимальної наявної потужності, при цьому в простому надкритичному циклі – тільки близько 50 %.

На графіку (рис. 8.15.) показано зміну питомої потужності N_{pm} при зміні температури T_g перед вуглекислотою турбіною і тиску P_m за нею. З графіка випливає, що максимальна потужність установки має місце при температурі $T_{г.л.} = 600\text{--}650\text{ К}$, тобто нижчій, ніж може бути досягнута при заданій температурі нагрівального газу.

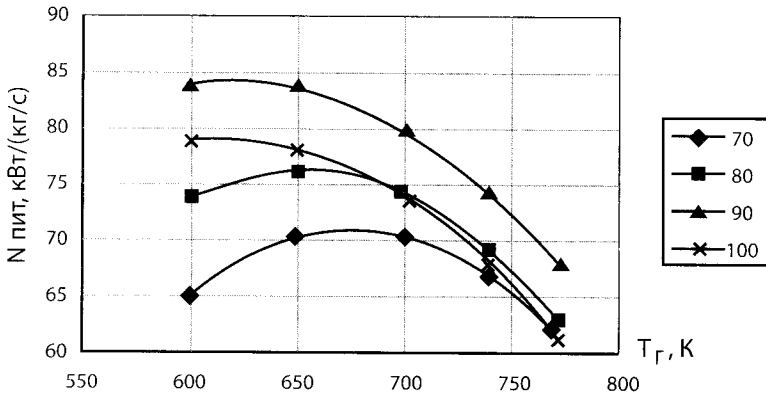


Рис. 8.15. Вплив температури перед турбіною і тиску за турбіною на величину питомої потужності установки ($P_{max} = 200\text{ бар}$)

Приклад реалізації трьохступеневої турбіни, який представлено в роботах Шубенко О. Л., дозволяє отримати компакту турбіну достатньо простого конструктивного виконання.

Основні характеристики осьових турбін на низькотемпературних робочих тілах (НРТ), отримані з використанням одновимірною розрахунку, представлені в табл. 8.9. Розрахунки виконувалися для частот обертання ротора: 3 000, 6 000 і 9 000 об / хв. Збільшення частоти обертання ротора n з 3 000 до 9 000 об / хв призводить до різного приросту потужності турбіни: на ≈ 500 кВт ($\approx 25\%$) (рис. 8.16 а); на ≈ 13 кВт ($\approx 4\%$) (рис. 8.16 б).

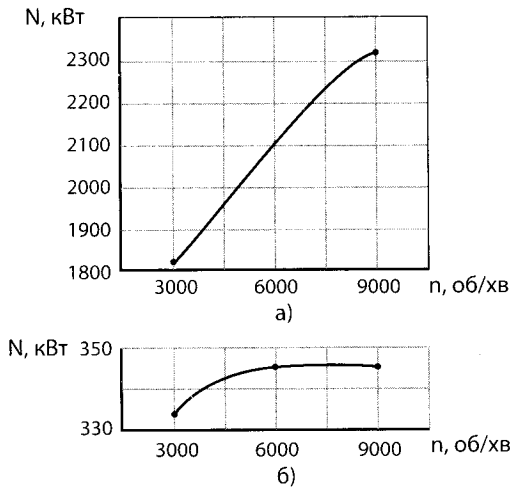
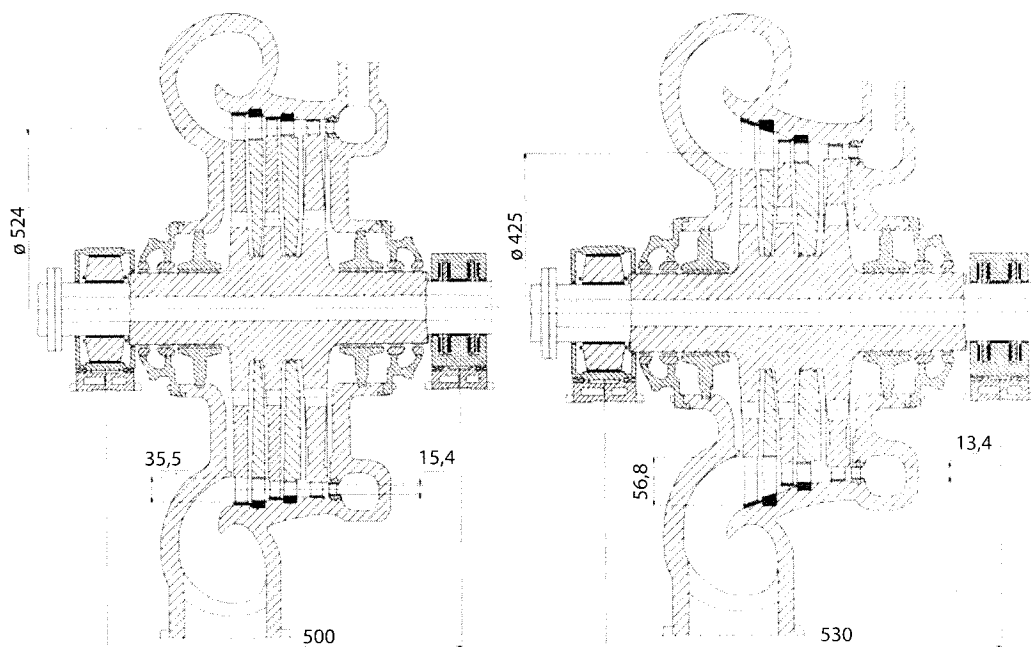


Рис. 8.16. Зміна потужності турбіни залежно від частоти обертання: а) робоче тіло R600; б) робоче тіло R134a

Таким чином, розрахункові дослідження підтвердили, що робоче тіло вибирається залежно від обсягу утилізованої теплоти і температурного потенціалу джерела. Відповідно, раціональна конфігурація осьової турбіни буде мати різні геометричні та режимні характеристики. Поздовжні розрізи проточних частин досліджуваних осьових турбін з НРТ R134a і R600 представлені на рис. 8.17. Особливістю реалізації турбін на НРТ є можливість створення компактної малогабаритної турбіни зі звичайних матеріалів (низький рівень температур, мінімальні окружні швидкості і напруги). Організація виробництва турбін даного типу на базі існуючих турбобудівних фірм України дозволить збільшити економічну доцільність їх реалізації для вітчизняних промислових підприємств.

Таблиця 8.9. Характеристики спроектованих осьових турбін на НРТ

Характеристики	R134a			R600		
	3 000 об/хв			9 000 об/хв		
	1	2	3	1	2	3
Витрата органічного пара на турбіну, кг / с	20			20		
Параметри НРТ на вході в турбіну:						
– тиск, МПа		1,7			2,65	
– температура, °С		70			130	
– щільність, кг / м ³		61,7			43,5	
Параметри НРТ на виході з турбіни:						
– тиск, МПа		0,4			0,2	
– температура, °С		25			25	
– щільність, кг / м ³		18,0			5,0	
Швидкість виходу потоку з соплової решітки, м / с	78,8	81,9	83,2	204,1	209,1	211
Ефективний кут виходу потоку з соплової решітки, град.	13		11		11	
Середній діаметр ступені, м		0,524			0,425	
Окружна швидкість на середньому діаметрі, м / с	82,2	82,2	82,2	200	200	200
Швидкість звуку на виході з соплової решітки, м / с	332,4	347,5	347,0	359,9	366,6	359,5
Ступінь реактивності	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Число Маха для соплової решітки	0,25	0,25	0,25	0,58	0,58	0,60
Відносна швидкість	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Швидкість входу потоку в робочу решітку, м / с	18,5	15,7	15,9	39,0	40,2	40,9
Ефективний кут входу потоку в робочу решітку, град.	73,3	83,4	88,0	89,4	82,5	80,0
Висота соплової решітки, мм	15,4	19,0	32,0	13,4	23,9	53,8
Ефективний кут виходу потоку з робочої решітки, град.	8,9	11,3	13,3	12,5	14,8	15,6
Висота робочої решітки, мм	18,9	22,5	35,5	16,4	26,9	56,8
Швидкість потоку на виході з робочої решітки, м / с	12,7	16,1	18,9	43,8	51,6	56,2
Кут виходу потоку, град.	100,5	100,8	100,4	94,4	96,4	88,5
Питомі втрати енергії:						
– в соплової решітці	0,0488	0,0467	0,0372	0,0191	0,0179	0,0166
– в робочій решітці	0,0949	0,0843	0,0789	0,0924	0,0992	0,0983
– з вихідною швидкістю			0,0248			0,0354
ККД ступені, %	73,52	83,58	83,26	79,33	85,51	89,79
Відносний внутрішній ККД турбіни, %	80,1			84,9		
Сумарна внутрішня потужність установки, кВт		331,7			2332,8	



а)

б)

Рис. 8.17. Поздовжній розріз осьової турбіни на НРТ:

а) робоче тіло R134a, частота обертання ротора 3 000 об/хв

б) робоче тіло R600б, частота обертання ротора 9 000 об/хв

Розрахунки показують, що для розглянутих варіантів конструктивного виконання турбін при використанні різних робочих речовин, а їх вибір залежить від потенціалу ВЕР, економічне число обертів ротора турбіни буде різне (3 000–9 000 об/хв). Для повного аналізу та обґрунтування вибору ОРС-контуру та оцінки терміну окупності проекту когенерації, необхідно провести економічну оцінку його ефективності з урахуванням вартості електроенергії в мережі, об'ємів та температури ВЕР, їх вартості, кількості теплоти необхідної для опалення $Q_{от}$ та співвідношення $Q_{от}/Q_{ВЕР}$, потужності турбіни та інших факторів.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Джерела ВЕР промислових підприємств.
2. Напрямок використання ВЕР.
3. Показники використання ВЕР.
4. Джерела низькопотенційної теплоти.
5. Основні технічні установки та апарати утилізації низькопотенційних теплових відходів та використання ВЕР різних джерел.
6. Поняття «використання ВЕР» та «регенерація теплоти».
7. Теплові схеми енергетичних установок виробітку електроенергії.
8. Визначити корисну електричну потужність в утилізаційній енергетичній установці с робочим теплоносієм (водоуглекислотна суміш $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$, 90/10). Витрата теплоносія – 0,6 кг/с. Параметри циклу Ренкіна наведені в таблиці.

Точки цикла	P , МПа	T , К	ρ , кг/м ³	h , кДж/кг
1	5,5	291,15	818,4	9 479,5
2	20,0	311,95	857,5	9 455,9
3	20,0	623,15	167,1	8 866,4
4	5,5	502,85	57,4	8 966,1

Витрата відхідних газів паливовикористовуючого агрегату – 10 кг/с, температура газів – 350 °С. Визначити ККД енергетичної установки.
(Відповідь: 460 кВт; 12,8 %)

ЛІТЕРАТУРА

- 8.1. Использование вторичных энергоресурсов на металлургических предприятиях Украины / В. А. Ботштейн, А. Л. Каневский, В. Г. Литвиненко, А. Л. Скоромный // Экология и промышленность. – 2011. – № 1. – С. 85–90.
- 8.2. Нейман В. К., Судаков С. Д. и др. Утилизация низкопотенциальных тепловых вторичных энергоресурсов на химических предприятиях. – М: Химия, 1987. – 240 с.
- 8.3. Гичев Ю. А. Вторичные энергоресурсы промышленных предприятий: Днепропетровск, НМетАУ, 2012. – 5 с.
- 8.4. Основные методические положения по планированию использования вторичных энергетических ресурсов. НИИ планирования и нормативов. – М.: Энергоатомиздат, 1987.
- 8.5. Суровцев И. Г., Арбеков А. Н. Применение сверхкритических углекислотных циклов в установках по утилизации промышленной теплоты. – Наука и образование. – 2013. № 2. – М.: МВГУ им. Н. Е. Баумана. С. 335–344.
- 8.6. Редько А. А. Термодинамическая эффективность процессов преобразования низкопотенциальной теплоты в энергетических установках с органическим теплоносителем. – Доповіді НАНУ. – 2013. № 3. – С. 71–75.
- 8.7. Бухаркин Е. Н. Совместная выработка электрической и тепловой энергии в водогрейных и паровых котлах. // Промышленная энергетика, 2004. – № 12. С. 44–47.
- 8.8. Басок Б. И., Базеев Е. Г., Диденко В. М., Коломейко Д. А. Анализ когенерационных установок. 1. Классификация и основные показатели. // Промышленная теплотехника. – 2006. Т. 28. – №3. С. 83–89.
- 8.9. Басок Б. И., Коломейко Д. А. Анализ когенерационных установок. 2. Анализ энергетической эффективности // Промышленная теплотехника. – 2006. Т. 28. – №4. С. 79–83.
- 8.10. Степаненко В. Реконструкция промышленной энергетики Украины в 21 веке – ЭСКО, 2005. – № 7
- 8.11. Долинський А. А., Басок Б. И., Коломейко Д. А. Эффективность когенерационных тепловых схем. К.: ИТТР. – Т. 61. вып. 4в. – 2008. – С. 30–38.
- 8.12. Барков В. М. Когенераторные технологии: возможности и перспективы. «ЭСКО» электронный журнал энергосервисной компании // Экологические системы. – № 7. – 2004.
- 8.13. Лейтес Н. Л., Сосна М. Х. Семенов В. П. Теория и практика химической энерготехнологии. – М.: Химия, 1998. – 280 с.
- 8.14. Лисицын Н. В. Оптимизация нефтеперерабатывающего производства. – СПб: Химиздат, 2003. – 184 с.

- 8.15. Конь М. Я., Зелькинд Е. М., Шершун В. Г. «Нефтеперерабатывающая и нефтехимическая промышленность за рубежом». – М.: Химия, 1996. – 184 с.
- 8.16. Нормы технологического проектирования газоперерабатывающих заводов. – РД 51-1-95.
- 8.17. Долотовський І. В., Є. А. Ларин, Долотовський І. В., Н. В. Долотовська Енергетический комплекс газоперерабатывающих предприятий. Системный анализ, моделирование, нормирование. – М.: Энергоатомиздат, 2008. – 440.
- 8.18. Коломиец О. П. Целесообразность использования низкопотенциальной теплоты шахтных вод и вентиляционного воздуха для обеспечения теплоэнергетических потребностей предприятий подземного Кривбасса. // Разработка рудных месторождений вып. № 93. – 2010. – С. 1–5
- 8.19. Андреев А. А., Самохвалов В. С., Смагин Д. Н., Цвиклис В. С. Современное состояние систем глубокой утилизации вторичных энергоресурсов судовых дизельных установок // Збірник наукових праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – №5 – (283). – С. 66–76
- 8.20. Андреев А. А., Калиниченко І. В. Экологическая и энергетическая целесообразность утилизации низкопотенциальной теплоты на судах с помощью теплового насоса. Збірник наукових праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2007. Вип. № 72, Т. 85. – С. 23–27.
- 8.21. Пирашвили Ш. А., Шувалов В. В., Жорник М. Н. Термотрансформаторы. – Рыбинск, 2002. – 127 с.
- 8.22. Ткаченко С. Й., Остапенко О. П. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання. – Вінниця, ВНТУ. – 2009. – 175 с.
- 8.23. Когенерационные технологии в энергетике на основе применения паровых турбин малой мощности / А. Л. Шубенко, В. А. Маляренко, А. В. Сенецкий, Н. Ю. Бабак. – Х.: Ин-т пробл. машиностроения НАНУ, 2014. – 320 с.
- 8.24. Чепурний М. М. Застосування бінарних циклів на ТЕЦ / Чепурний М. М., Антропова О. В. // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2008. – № 3. – С. 37–41.
- 8.25. Кологривов М. И., Сагало Т. А., Бузовський В. П. – Котли-утилизаторы / Одеська національна академія харчових технологій. 2015, – 83 с.
- 8.26. Билека Б. Д. Особенности выбора начальных параметров безводного цикла Ренкина для энергетических установок, утилизирующих теплоту приводных газотурбинных установок компрессорных станций / Б. Д. Билека, В. Я. Кабков, Р. В. Сергиенко // Весник двигателестроения. – № 2 – 2011. – С. 138–140.
- 8.27. Притула В. В. Об использовании на газокomppressorных станциях МГ вторичных тепловых ресурсов для производства механической работы / В. В. Притула, М. М. Кологривов, Б. Е. Патон, А. С. Письменный // Холодильная техника и технология, 2007. – № 4. – С. 32–39.

ПЕРЕДМОВА..... 5

РОЗДІЛ 1. ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ І ШТУЧНИЙ ХОЛОД .. 7

1.1. Стратегія енергозбереження в галузі використання штучного холоду ...7
1.2. Основні принципи законодавства України про енергозбереження.....9
1.3. Основи енергоменеджменту і енергоаудиту об'єктів
з виробництва штучного холоду.....12
1.4. Методологія енергоаудиту холодильних об'єктів14
1.5. Енергозберігаючі холодильні системи.21
 1.5.1. Перетворення енергії у теплових насосах.21
 1.5.2. Режими роботи теплових насосів27
 1.5.3. Режими експлуатації теплових насосів31
 1.5.4. Холодоносії (антифризи).....33
 1.5.5. Джерела низькопотенційної теплоти.....44
1.6. Техніко-економічні передумови розвитку теплових насосів47
Контрольні питання.....51
Література.....52

**РОЗДІЛ 2. ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ
НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ
В ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ** 53

2.1. Термодинамічні основи роботи теплонасосних установок53
2.2. Атмосферне повітря60
2.3. Вентиляційне повітря будівель і споруд63
 2.3.1. Котеджі та колективні багатоповерхові будівлі.....63
 2.3.2. Підземні споруди.....65
2.4. Природна вода67
 2.4.1. Вода артезіанського походження67
 2.4.2. Вода відкритих водойм72
 2.4.3. Використання теплоти поверхневих шарів океанських вод74
2.5. Техногенна вода як джерело енергії для ТН.....76

2.5.1. Скидна вода ТЕС	76
2.5.2. Зворотна мережна вода ТЕЦ	77
2.5.3. Каналізаційні стоки	79
2.5.4. Вода теплових скидів промислових підприємств	82
2.6. Використання теплоти ґрунту	84
2.6.1. Горизонтальні ґрунтові теплообмінники	84
2.6.2. Вертикальні ґрунтові теплообмінники	88
2.7. Використання сонячної енергії для теплових насосів	89
2.7.1. Використання сонячної енергії як нижнього джерела теплоти для ТН в системах опалення	89
2.7.2. Використання сонячної енергії у верхньому контурі ТН	92
2.7.3. Безпосереднє використання сонячної енергії як нижнього джерела теплоти для теплового насоса	94
2.8. Використання штучного холоду в геліотехнічних енергозберігаючих системах	98
2.9. Використання теплоти кристалізації води для підігрівання повітря перед тепловим насосом	105
2.10. Оптимальна глибина використання нижніх джерел теплоти	105
2.10.1. Питомі витрати зовнішньої енергії на теплонасосні системи теплопостачання з використанням різних джерел енергії	106
2.10.2. Оптимальний ступінь охолодження теплоносія у випарнику ТН при використанні різних джерел теплоти	108
2.11. Системи акумулювання і транспортування теплоти	117
2.12. Системи з акумулювання холоду	121
2.13. Водольодяні акумулятори холоду	131
Контрольні питання	133
Література	134

РОЗДІЛ 3. ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ РІЗНИХ ОБ'ЄКТІВ

3.1. Схемні рішення ТНУ	136
3.2. Застосування теплових насосів в індивідуальних і багатоквартирних житлових будинках	147
3.3. Застосування теплових насосів в критих та відкритих басейнах	150
3.3.1. Криті басейни	150
3.3.2. Відкриті басейни	153
3.4. Застосування теплових насосів в системах теплопостачання	

громадських приміщень та будівель	154
3.4.1. Системи вентиляції.	155
3.4.2. Системи повітряного опалення.	159
3.4.3. Системи водяного опалення, гарячого водопостачання та кондиціювання приміщень.	164
3.5. Застосування теплових насосів в теплонасосних станціях централізованого теплопостачання.	166
3.5.1. Теплові насоси з електроприводом компресора	166
3.5.2. Теплові насоси з дизельним приводом	169
3.5.3. Теплові насоси з приводом компресора від газотурбінної установки та утилізацією теплоти відхідних газів в топках водогрійних котлів	171
3.5.4. Вплив схеми включення конденсаторів та випарників теплонасосних установок на ефективність роботи ТНУ у системі ТНС.	174
Контрольні питання.	176
Література.	177

РОЗДІЛ 4. ТЕПЛОВІ НАСОСИ В ПРОМИСЛОВИХ ТЕХНОЛОГІЯХ. . 179

4.1. Використання теплових насосів в процесах сушіння	179
4.1.1. Сушильні установки як об'єкт застосування теплонасосних систем енергопостачання	179
4.1.2. Досвід використання теплових насосів в установках сушіння різних матеріалів і продуктів	183
4.1.3. Використання теплових насосів в установках для сушіння зерна.	197
4.1.4. Теплонасосні установки для низькотемпературного сушіння деревини	207
4.2. Використання теплових насосів для охолодження трансформаторів та опалення приміщень електромереж	216
4.2.1. Включення первинного контуру теплового насоса послідовно з маслоохолоджувачем системи охолодження автотрансформатора або трансформатора.	216
4.2.2. Розміщення контуру хладагента теплового насоса безпосередньо в баці автотрансформатора чи трансформатора	217
4.2.3. Відбирання теплоти від нагрітого масла з використанням системи масляно-випарного охолодження.	218

4.2.4. Відбирання теплоти від нагрітого повітря	218
4.2.5. Відбирання теплоти за допомогою контактних теплообмінників типу «лист-труба», розташованих на корпусі бака автотрансформатора.	219
4.3. Теплові насоси в системах випаровування та дистиляції рідини	220
Контрольні питання.	222
Література.	223

РОЗДІЛ 5. КОМБІНОВАНІ СИСТЕМИ ГЕОТЕРМАЛЬНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ 231

5.1. Комбіновані геотермальні циркуляційні системи теплопостачання	231
5.2. використання геотермальної енергії: закордонний досвід та перспективи в Україні	232
5.3. Сучасні технології розробки, облаштування геотермальних родовищ і створення систем геотермального теплопостачання	234
5.4. Енергоефективність комбінованих систем геотермального теплопостачання	238
5.4.1. Геотермальні системи теплопостачання з піковою котельнею та теплонасосною установкою.	238
5.4.2. Геотермальні системи з когенераційною та теплонасосною установками	242
5.5. Теплові схеми теплопостачання з одно- і двоступеневими теплонасосними установками	247
5.5.1. Одноступеневі теплонасосні установки	247
5.5.2. Двоступенева і багатоступеневі теплонасосні установки.	253
5.5.3. Методика аналізу теплових схем ТНУ.	270
5.6. Високотемпературні теплонасосні установки в системах теплопостачання	280
5.6.1. Теплова схема каскадної ТНУ	280
5.6.2. Оптимізація термодинамічних параметрів	282
Контрольні питання.	285
Література.	285

РОЗДІЛ 6. АВТОНОМНЕ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЧНЕ ВИКОРИСТАННЯ ГЕОТЕРМАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ 286

6.1. Термодинамічний аналіз ефективності енергетичних станцій	286
---	-----

6.2. Теплофізичні, термодинамічні та екологічні критерії вибору робочої речовини бінарних станцій	288
6.3. Термодинамічні параметри бінарної геотермальної енергетичної станції.	292
6.3.1. Докритичні цикли на хладонах та їх сумішах	292
6.3.2. Надкритичні цикли.	300
6.4. Каскадна геотермальна енергетична станція	302
6.4.1. Раціональні термодинамічні параметри ГеоЕС	306
6.4.2. Ексергетичний аналіз ефективності циклів ГеоЕС.	307
6.5. Схеми гібридних паливно-геотермальних енергетичних станцій	311
6.6. Техніко-економічна оптимізація конструктивних і технологічних параметрів гібридної паливно-геотермальної теплової станції (ГПГТС)	317
6.7. Оптимальні режими роботи ГПГТС	321
Контрольні питання.	330
Література.	330

РОЗДІЛ 7. ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ БІОГАЗУ ТА ЕНЕРГООЩАДНІ ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ БІОКОНВЕРСІЇ . . . 331

7.1. Напрямки інтенсифікації та термостабілізації технологічного процесу біоконверсії.	331
7.2. Енергоощадні конструктивно-технологічні схеми біогазових установок	341
7.3. Методика розрахунку біореактора	350
7.4. Ефективність використання біопалива в системах енергозабезпечення.	352
7.5. Устаткування для термохімічної утилізації органічних відходів в системах теплопостачання	356
Контрольні питання.	366
Література.	367

РОЗДІЛ 8. ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНИХ ТЕПЛОВИХ ВТОРИННИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ 369

8.1. Основні напрямки використання низькопотенційних ВЕР.	369
8.2. Когенераційні та теплоутилізаційні енергетичні установки з виробленням електроенергії.	381
8.2.1. Когенераційні енергетичні установки	381

8.2.2. Теплоутилізаційні енергетичні установки в тепловій схемі котельного агрегату.....	383
8.2.3. Утилізація теплоти відхідних газів газотурбінних установок ГПА магістральних газопроводів.....	390
8.2.4. Когенераційна схема використання ВЕР газопереробного заводу.....	394
8.3. Каскадні енергетичні установки утилізації теплових ВЕР підприємств.....	396
Контрольні питання.....	403
Література.....	404

Редько А. О.,
Безродний М. К., Загорученко М. В.,
Ратушняк Г. С., Редько О. Ф., Хмельнюк М. Г.

НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНА ЕНЕРГЕТИКА

Редактор: *Л. П. Гобельовська*
Дизайн і верстка: *О. Б. Дудінова*

Підписано до друку 08.07.2015
Формат 70x100/16. Папір офсетний.
Друк цифровий. Гарнітура «PetersburgC».
Ум. д. арк 23,95. Тираж 500 экз.

Надруковано у друкарні ТОВ «Тріада Принт»
м. Харків, вул. Киргизька, 19. Тел. 703-12-21
email: sale@triada.kharkov.ua

Видавництво «Друкарня Мадрид»
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготівників
і розповсюджувачів видавничої продукції
ДК № 4399 27.08.2012 р.

www.madrid.in.ua
e-mail: info@madrid.in.ua