

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА**

В. А. МАЛЯРЕНКО, О. В. СЕНЕЦЬКИЙ

**ТЕПЛОМАСООБМІН
В ОБ'ЄКТАХ АЛЬТЕРНАТИВНОЇ
ЕНЕРГЕТИКИ**

Підручник

**Харків
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова
2021**

УДК 536.7: 621.1 (075.8)

M20

Автори:

Маляренко Віталій Андрійович, заслужений діяч науки і техніки України, доктор технічних наук, професор;

Сенецький Олександр Володимирович, доктор технічних наук, старший науковий співробітник

Рецензенти:

Канюк Генадій Іванович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теплоенергетики та енергозберігаючих технологій Української інженерно-педагогічної академії;

Шубенко Олександр Леонідович, член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, завідувач відділу оптимізації процесів і конструкцій турбомашин Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України

Рекомендовано до друку Вченою радою Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова, протокол № 5 від 29.01.2021.

Маляренко В. А.

M20 Тепломасообмін в об'єктах альтернативної енергетики : підручник / В. А. Маляренко, О. В. Сенецький ; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2021. – 311 с.

ISBN 978-966-695-557-2

Наведено сучасні положення побудови енергетичної системи та зв'язок між її складовими. Розкрито теоретичні основи перетворення і використання енергії, а також базові положення і технології виробництва традиційної та альтернативної енергетики. Показано перспективні енергоощадні напрямки розвитку сучасної енергетики. Представлено основні положення термодинамічних процесів на енергогенерувальних об'єктах. Особлива увага приділяється процесам тепломасообміну в тепло- та електрогенерувальних установках.

Видання призначено для студентів і аспірантів енергетичної галузі, а також фахівців, що опікуються розвитком та підвищенням ефективності об'єктів енергетики.

Підручник підготовлено під загальною редакцією проф. В. А. Маляренка з нагоди його Ювілею: 80-річчя з дня народження та 55-ти років науково-педагогічної діяльності.

УДК 536.7: 621.1 (075.8)

ISBN 978-966-695-557-2

© В. А. Маляренко, О. В. Сенецький, 2021

© ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2021

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	6
ПЕРЕДМОВА	7
ЧАСТИНА I ЗАГАЛЬНА ЕНЕРГЕТИКА	8
1 СТРУКТУРА І ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ЕНЕРГЕТИКИ	8
1.1 Роль енергетики в розвитку цивілізації.....	8
1.2 Паливно-енергетичний комплекс	11
1.3 Структура споживання паливно-енергетичних ресурсів	16
1.4 Енергетика і навколишнє середовище.....	20
1.5 Системи енергопостачання.....	23
1.6 Паротурбінні, газотурбінні і комбіновані енергоустановки та їхні складові.....	29
1.7 Класифікація потужних енергогенеруючих підприємств	40
1.8 Енергетичні установки в системах енергопостачання	53
1.9 Галузь малої енергетики	58
Контрольні запитання.....	65
2 ВТОРИННІ ЕНЕРГЕТИЧНІ РЕСУРСИ ТА ЇХНІЙ ПОТЕНЦІАЛ	67
2.1 Класифікація, ефективність та напрям використання вторинних енергетичних ресурсів	67
2.2 Потенційні джерела вторинних енергетичних ресурсів.....	72
2.2.1 Металургійна промисловість	74
2.2.2 Хімічна промисловість.....	76
2.2.3 Об'єкти комунальної енергетики (котельні)	78
2.2.4 Теплові електричні станції та теплоелектроцентралі.....	79
2.2.5 Біоенергетика	80
2.2.6 Використання відхідних газів ГТУ.....	83
Контрольні запитання.....	86
ЧАСТИНА II ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ	87
3 ТРАДИЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОВОЇ ТА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ	87
3.1 Теплові електричні станції	87
3.2 Теплоелектроцентралі.....	91
3.3 Атомні електричні станції	93
3.4 Нерівномірність теплових та електричних навантажень	95
Контрольні запитання.....	102

4 НЕТРАДИЦІЙНІ ТА ПОНОВЛЮВАЛЬНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ	103
4.1 Загальні питання	103
4.2 Геліоенергетика	105
4.3 Вітроенергетика	112
4.4 Гідроенергетика	116
4.5 Біоенергетика	119
Контрольні запитання.....	123
ЧАСТИНА ІІІ ОСНОВИ ПЕРЕТВОРЕННЯ ТА ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ	124
5 ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА – ТЕОРЕТИЧНА ОСНОВА ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК	124
5.1 Основні поняття і визначення.....	124
5.2 Рівняння стану ідеального і реального газу	131
5.3 Перший закон термодинаміки	136
5.4 Функції стану робочого тіла	138
5.5 Процеси та загальні питання дослідження термодинамічного стану.....	141
5.6 Теплоємність газів	148
Контрольні запитання.....	151
6 РОБОЧІ ТІЛА ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК	152
6.1 Водяна пара. Пароутворення. Рівняння Ван-дер-Ваальса.....	152
6.2 Термодинамічні цикли. Ідеальний цикл Карно	157
6.3 Робочі тіла термодинамічних циклів.....	160
6.4 Цикли паросилових установок	165
6.5 Вплив параметрів пари на ККД циклу	166
6.6 Цикли газотурбінних установок	174
6.7 Цикли холодильних машин та теплових насосів	180
6.7.1 Загальні положення.....	180
6.7.2 Термотрансформатори	182
6.7.3 Типи холодильних установок	184
6.7.4 Ексергетичний аналіз термодинамічних систем	190
6.8 Вологе повітря	198
Контрольні запитання.....	202
7 ОСНОВИ ТЕХНІЧНОЇ МЕХАНІКИ РІДИНИ ТА ГАЗІВ	204
7.1 Режими руху робочого тіла.....	204
7.2 Гідрравлічні втрати.....	207
Контрольні запитання.....	208

8 НИЗЬКОКИПЛЯЧІ РОБОЧІ ТІЛА. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЦИКЛІВ.....	209
8.1 Гаряче й холодне джерело	209
8.2 Особливості термодинамічних циклів.....	211
8.3 Цикли на до- і надкритичних параметрах НРТ.....	214
8.4 Регенеративний підігрів робочого тіла.....	217
8.5 Каскадні паротурбінні цикли.....	219
Контрольні запитання.....	221
ЧАСТИНА IV ТЕПЛОМАСООБМІН. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ	222
9 ТЕПЛООБМІН.....	222
9.1 Теплообмін: визначення і головні види.....	222
9.2 Теплопровідність	223
9.3 Конвективний теплообмін	226
9.4 Радіаційний теплообмін.....	235
9.5 Диференціальне рівняння теплопровідності	255
9.6 Алгоритм розрахунку теплопередачі через непроникні стінки.....	257
9.7 Умови однозначності, необхідні для вирішення диференціального рівняння Фур'є	259
9.8 Теорія подібності	265
9.9 Масообмін.....	268
Контрольні запитання.....	271
10 СКЛАДНИЙ ТЕПЛООБМІН.....	272
10.1 Тепловіддача та теплопередача	272
10.2 Теплопередача через стінку.....	272
10.3 Теплова ізоляція.....	276
Контрольні запитання.....	283
11 ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ.....	284
11.1 Класифікація	284
11.2 Рекуперативні теплообмінні апарати.....	286
11.3 Принцип конструювання	292
11.4 Основи конструювання.....	293
11.5 Методика теплового розрахунку теплообмінних апаратів.....	298
Контрольні запитання.....	305
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	306

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

АЕС і ТЕС – атомна і теплова електростанція;
ВДЕ – відновлювальні джерела енергії;
ВЕР – вторинні енергоресурси;
ВЕС – вітроенергетичні системи;
ГАЕС – гідроакумулювальна електростанція;
ГВП – гаряче водопостачання;
ДП – державне підприємство;
ГПД – газопоршневий двигун;
ГТУ – газотурбінна установка;
ГЕС – гідравлічна електрична станція;
ДГ – димові гази;
ЖКГ – житлово-комунальне господарство;
КВТП – коефіцієнт використання теплоти палива;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
КЕС – конденсаційна електростанція;
НДЕ – нетрадиційні джерела енергії;
НРТ – низькокипляче робоче тіло;
ВГ – відпрацьовані гази ГТУ;
ОЕС – об'єднана енергетична система;
ПАТ – публічне акціонерне товариство;
ПВТ, ПНТ – підігрівачі високого і низького тиску;
ПГМ – парова гвинтова машина;
ПГУ – парогазова установка;
ПП – пароперегрівник;
СЕС – сонячні енергетичні системи;
ПЕК – паливно-енергетичний комплекс;
ТЕО – техніко-економічне обґрунтування;
ТЕП – техніко-економічний показник;
ПЕР – паливно-енергетичні ресурси;
ТЕЦ – теплоелектроцентраль;
т у.п. – тонна умовного палива;
ЦВТ, ЦСТ, ЦНТ – циліндри: високого, середнього та низького тиску;
ORC – (organic Rankine cycle) органічний цикл Ренкіна;
USD – долар США.

Присвячено 100-річчю Харківського
Національного університету міського
господарства імені О. М. Бекетова

ПЕРЕДМОВА

Головною стратегією розвитку провідних країн ЄС стає забезпечення стабільного та ефективного економічного зростання шляхом зменшення енергоспоживання на одиницю виробленої продукції. Це потребує застосування нових енергоощадних технологій та раціонального управління енергогенерувальними об'єктами, що дозволило розвиненим країнам світу за останнє двадцятиріччя збільшити енергетичну ефективність національного доходу в середньому на 24 % і забезпечили близько 62,5 % економічного зростання.

Під час виробництва електричної енергії на кінець минулого сторіччя перевага віддавалася нафті, природному газу та вугіллю, але до середини XXI сторіччя перерозподіл здійсниться у бік поновлювальних і вторинних енергетичних ресурсів (ПЕР і ВЕР). У зв'язку з цим саме цей напрям виробництва електричної енергії потребує більш детального розгляду та має значний потенціал впровадження нових рішень. Оцінити доцільність впровадження тих чи інших енергоефективних рішень можливо лише при розумінні процесів та знанні основних законів побудови термодинамічних процесів з урахуванням теплофізичних процесів, що протікають у генеруючому устаткуванні.

Запропонований підручник призначено для студентів, які навчаються за напрямом «Нетрадиційні та відновлювальні джерела енергії» та розкриває курс «Термодинаміка та тепломасообмін в установках альтернативної енергетики». У ньому детально викладаються теоретичні основи термодинаміки та тепломасообміну, які є характерними для більшості енергогенерувального устаткування та тепломасообмінних апаратів, що входять до їхнього складу. Передбачається, що підручник буде використовуватися під час підготовки бакалаврів, студентів, які навчаються в магістратурі, аспірантів, а також під час підготовки, перепідготовки та підвищенні кваліфікації персоналу промислових підприємств і енергетичних компаній. Обсяг викладеного матеріалу можна надавати в межах навчальних планів споріднених технічних спеціальностей.

Авторами виконано спробу поєднати та представити базові закони термодинаміки у доступному для розуміння вигляді. Автори розуміють, що книга може мати недоліки. Зауваження, пропозиції та побажання будуть враховані у подальшій роботі. Електронні адреси для зв'язку: vamalyarenko@gmail.com; aleksandr-seneckij@urk.net.

ЧАСТИНА І ЗАГАЛЬНА ЕНЕРГЕТИКА

1 СТРУКТУРА І ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ЕНЕРГЕТИКИ

1.1 Роль енергетики в розвитку цивілізації

Уся історія людства і становлення цивілізації – це історія освоєння енергії та розвитку енергетики. Відповідно до сформованих уявлень весь тривалий процес освоєння енергії людиною можна умовно розділити на п'ять етапів.

Перший етап – етап мускульної енергії, що почався багато тисячоліть тому і тривав до V–VII ст. н. е. Великим досягненням цього періоду є оволодіння вогнем. Це відбулося 80–150 тис. років тому і знаменувало собою один із найважливіших переломних моментів в історії цивілізації. Поступово люди стали використовувати силу приручених тварин, вітру і води. До початку нашого літочислення належить запуск першого млина з колесом, яке приводилося в рух кінетичною енергією водяного потоку.

Другий етап (VII–XVII ст.) – починається з освоєння енергії вітру і води. До XI ст. відноситься досвід використання водяних млинів і вітряків. З'являються прядильні та ткацькі верстати, маслоробні й паперовиробні машини, лісопилні установки. Усе це потребувало величезної кількості металу, а отже – енергії. Для виробітку великої кількості вугілля з деревини зводили нанівець величезні площі лісів. Це була перша серйозна екологічна криза антропогенного походження, пов'язана з розвитком промисловості. З'явилася потреба в нових, більш потужних і постійно діючих приводах, які б не залежали ні від розміщення, ні від сезону року. Вихід із цієї енергетичної кризи було знайдено за допомогою опанування «рушійної сили вогню», яку використовували для нагрівання і випаровування води, а також застосування сили стиснутої пари. Прийшла ера третього етапу в розвитку енергетики.

Третій етап (від XVIII ст. до початку XX ст.) відповідає ширшому застосуванню вогню, джерелом якого є хімічна енергія палива, накопиченого в літосфері: кам'яного вугілля, нафти, газу, горючих сланців тощо.

До середини XVIII ст. було реалізовано давні спроби одержати механічну енергію завдяки тепловій: 1755 р. – англійський коваль Томас Ньюкомен конструює першу практично корисну парову

машину, 1763 р. – російський винахідник Іван Ползунов створює оригінальну рівномірно працюючу парову машину. Парові машини цього часу мали багато недоліків: великі розміри і масу, дуже низький коефіцієнт корисної дії, вузьку сферу застосування та ін.

Розвиток капіталізму в *XVII–XVIII ст.* зумовив зародження науки, яка сформулювала правила розробки і створення енергетичних двигунів. Промислова революція, як часто називають цю епоху великих відкриттів, докорінно змінила життя на нашій планеті. Головним наслідком цього стало остаточне падіння феодалізму і зміцнення капіталістичних виробничих відношень. У другій половині *XVIII ст.* в Англії Джеймс Уатт розробив прообраз сучасної парової машини безупинної дії, що «розкрутила» колесо історії до небувалих до цього обертів: в Англії, потім у континентальній Європі та Північній Америці швидко розповсюдилися парові машини. Одержувану з їхньої допомогою енергію стали використовувати для надання руху заводським механічним агрегатам. Виникають перші теплові машини-двигуни.

Далі наукова конструкторська думка приходять до створення двигунів внутрішнього згорання, парових, газових і парогазових стаціонарних турбін, авіаційних й транспортних газових турбін, реактивних та ракетних двигунів. Проте все це буде набагато пізніше.

Почалося «золоте століття водяної пари». Поряд із розвитком практичної теплотехніки розвиваються її теоретичні основи – теорія теплових двигунів або, як тепер називають, технічна термодинаміка. Уже в *XIX ст.* на основі спостережень за тепловими явищами і роботою теплових машин Д. Джоуль, Р. Майєр, Г. Гельмгольц, С. Карно, Р. Клаузіус встановили перший і другий закони термодинаміки, що лягли в основу цієї фундаментальної дисципліни, яка вивчає взаємне перетворення теплової та механічної енергії.

Проте швидке зростання кількості парових машин, їхня безупинна модернізація до кінця *XIX ст.* вже були не в змозі задовольнити потреби економіки в енергетичних потужностях. Очевидними стали відомі недоліки перших парових машин: низький ККД, велика витрата палива, передача механічної енергії від машин до верстатів через складні та ненадійні системи трансмісії, несприятливі екологічні наслідки. Атмосфера міст із тисячами заводських димарів стає непридатною для життя. Із кризових явищ, однак, завжди є вихід: 1831 р. відкрито спосіб перетворення механічної енергії в електричну. Починається нова ера – ера електрики.

Четвертий етап (із початку *XX ст.*) – «золоте століття електрики».

У *XX ст.* електрика вступила в права основного енергодавця, енергоперетворювача і енергопереносника. Тим самим було дано сильний поштовх до використання теплової енергії теплових двигунів, пов'язаний з появою та широким застосуванням електричних машин і моторів, у яких механічна енергія перетворюється на електричну та навпаки. Електрична енергія виявилася більш зручною, ніж механічна: вона швидко й з відносно малими втратами передається на великі відстані, легко перетворюється на інші види енергії.

Поява теплових двигунів забезпечила широке використання для одержання механічної енергії величезних природних енергетичних ресурсів у вигляді: вугілля, нафти, газу, горючих сланців, торфу тощо. Успіхи у створенні машин і двигунів, які виробляють завдяки тепловій енергії електричну, зумовили швидкий розвиток потужних теплових електричних станцій, де нині тепла енергія перетворюється спочатку на механічну, а потім на електричну.

Водночас, завдяки науковим відкриттям *XX ст.*, людство вступило в нову епоху – епоху використання атомної енергії.

П'ятий етап – створення і розвиток атомної енергетики – є одним з найбільших досягнень *XX ст.*

Атомна енергетика ґрунтується на розщепленні важких ядер деяких хімічних елементів (урану, плутонію, торію). У результаті влучення в ядро нейтрона розвивається ланцюгова реакція з виділенням величезної кількості енергії (теплоти). Один з трьох названих елементів – плутоній – поширений на Землі в мізерно малих кількостях (в уранових рудах). На сучасних атомних електростанціях ядерним паливом є збагачений природний уран і штучно одержаний плутоній. Торій, запаси якого більші, ніж урану, поки ще не застосовують у ядерній енергетиці, його розглядають як перспективне ядерне паливо. Ядерні реакції з величезним енерговиділенням можуть відбуватися також у результаті синтезу ядер елементів, які мають малу атомну вагу, наприклад ізотопів водню – дейтерію і тритію. Проте це вже – термоядерна реакція.

Кожний історичний етап розвитку науки і техніки ставить перед ученими та інженерами багато проблем. Одна з основних проблем сучасності й найближчого майбутнього – забезпечення людства достатньою кількістю енергії. Проблема ця доволі гостра, тому що має не тільки суто технічний характер. Слова *енергія* та *енергетична криза* щодня вимовляють з екранів телевізорів, не сходять зі сторінок журналів і газет, не кажучи вже про спеціальні видання. Енергетична ситуація в окремих державах істотно впливає на життєвий рівень і культуру населення, позначається на внутрішній та зовнішній

політиці. Країни без паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР) докладають великих зусиль, щоб забезпечити себе потрібними джерелами енергії. Країни – експортери нафти, нафтові монополії одержують величезні прибутки і надприбутки. З другого боку, інші країни виношують політичні та військові плани перерозподілу та збереження нафтових і газових промислів. Поняття *нафтове ембарго* викликає паніку в цілому ряді країн і стає знярядям економічного й політичного шантажу. Усе частіше виникають питання: «Як жити далі без нафти і газу? Чим опалювати житло і виробничі помешкання? Як надавати рух машинам і агрегатам? Як підтримувати технологічні процеси? Звідки брати енергію, щодня усе більше енергії?».

1.2 Паливно-енергетичний комплекс

Паливно-енергетичний комплекс (ПЕК) – один із найважливіших і чітко організованих комплексів будь-якої національної економіки. Це єдина система енергопостачання країни, яка охоплює сукупність процесів виробництва, перетворення, транспорту і розподілу ПЕР. Головна мета функціонування ПЕК – ефективно і надійно забезпечувати всі потреби народного господарства держави енергією відповідної якості (електричною і тепловою), а також у вигляді тих або тих енергоносіїв і робочого тіла.

ПЕК складається з двох основних економічно самостійних галузей: енергетики і паливної промисловості. Енергетична промисловість охоплює сукупність процесів виробництва, транспортування і розподілу електричної та теплової енергії на АЕС, ТЕС, ГЕС та гідроакмулювальних електростанціях (ГАЕС) з використанням ліній електропередач, електричних і теплових мереж, котельних та утилізаційних установок. Крім названих потужних об'єктів енергетики, існує значна кількість малих систем теплоелектрогенерування, зосереджених у районах великих міст, населених пунктів і різних об'єктах промисловості. Це – районні опалювальні й опалювально-виробничі котельні, заводські ТЕС, ТЕЦ і котельні, промислові печі, автономні теплоцентралі, призначені для обслуговування декількох будинків і споруд, індивідуальних будівництв тощо.

Усі ці енергогенерувальні об'єкти малої потужності мають ознаки окремої (єдиної) галузі зі своєю продукцією у вигляді теплової та електричної енергії, зі своїми потребами в паливі, устаткуванні, матеріалах, інвестиціях, а також зі своїм внеском у загострення

екологічної обстановки. Цей своєрідний ПЕК називають малою енергетикою. Його можна розширити завдяки нетрадиційним і відновлюваним джерелам енергії: установкам і спорудам, які використовують сонячну енергію, енергію вітру, геотермальну енергію, енергію Світового океану, біомаси, низькопотенційну енергію тощо [1, 2].

Мала енергетика є паливоємною галуззю України. Зокрема, наприкінці *XX ст.* тільки об'єкти комунальної енергетики використали більше ніж 65 млн т умовного палива (т у. п.)* і виробляли 250 ГДж** теплової енергії. У той же час усі теплові електростанції України виробляли 324 ГДж теплової енергії, витрачаючи на це майже 80 млн т у. п. (з 300 млн т у. п., споживаного щорічно на той час в Україні).

Важливою складовою ПЕК є паливна і паливопереробна галузі, які охоплюють сукупність процесів видобутку природних видів палива і їхньої переробки (сортування та збагачення). Тенденції і об'єми видобутку окремих видів органічного палива в Україні можна визначити з таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Баланс (зокрема прогнозний) видобутку органічного палива в Україні

Вид палива	Показники	Роки				
		2000	2005	2010	2015	2030
Вугілля, млн т	Товарне вугілля.	62,4	64,6	81,9	6,0	130,3
	Власний видобуток.	–	56,9	75,2	39,74	115,7
	Імпорт	–	7,7	9,2	17,6	14,6
Нафта, млн т	Видобуток всього:	3,69	4,3	3,5	1,76	14,6
	– з власних запасів;	3,69	4,3	3,5	1,76	5,4
	– за межами України	–	–	–	–	9,2
Газ, млрд м ³	Ресурси газу всього	17,9				
	Видобуток:	17,9	76,4	63,5	19,9	49,5
	– з власних запасів;	–	20,5	19,1	19,9	28,5
	– за межами України.	–	0	2,3	0	11,6
	Імпорт.	–	55,9	42,1	16,5	9,4
	Споживання	–	76,4	63,5	36,8	49,5

* т у. п. – тонна умовного палива (має теплоту згорання 29 300 кДж/кг).

** 1 ГДж = 10⁹ Дж.

За результатами, наведеними у таблиці 1.1, бачимо тенденцію зміни видобутку ПЕР на території України, які свідчать про зниження використання власних викопних ресурсів.

Далі наведено коротку характеристику паливодобувної галузі ПЕК України.

Вугільна промисловість. Вугільний сектор, позбавлений упродовж років незалежності можливості проведення дієвих реформ разом із руйнуванням критично важливої інфраструктури та знищенням частини шахтного фонду у 2014–2015 рр., перебував у 2016 р. у критичному стані. Попри підвищення обсягів видобутку вугілля, порівняно з 2015 р., на 2,82 %, країна залишається залежною від закупівель окремих його марок, переважно з ОРДЛО. Дефіцит вугілля на підприємствах теплової генерації (станом на 1 листопада 2016 р., не вдалося накопичити необхідний обсяг вугілля – 2,8 млн т) негативно позначилося на роботі ТЕС. Відсутність системного підходу до формування та реалізації державної політики в цьому секторі – що є однією з головних причин його незадовільного стану – заважає попередженню загроз вітчизняній енергетиці та своєчасному реагуванню на них.

Розвідані запаси вугілля становлять 46,7 млрд т, із них коксівних – 13,9 млрд т (29,8 %), антрацитів – 7,0 млрд т (15 %). Вони зосереджені в таких регіонах України (враховуючи Луганську та Донецьку області):

– Донецький басейн: балансові ресурси кам'яного вугілля – 43,0 млрд т, зокрема коксівного – 13,5 млрд т, антрацитів – 7,0 млрд т; діючих шахт – 261 (на теперішній час частка знаходиться на окупованій території);

– Львівсько-Волинський басейн: балансові ресурси кам'яного вугілля – більше 1,0 млрд т, зокрема коксівного – 0,4 млрд т; діючих шахт – 17;

– Дніпровський басейн: промислові запаси бурого вугілля – 2,28 млрд т; із них придатних для розробки відкритим способом – 0,54 млрд т; діючих шахт – 6, розрізів – 7.

Як видно з таблиці 1.1, видобуток вугілля в Україні постійно падає. Це пояснюється не тільки екологічною кризою, але й старінням шахтного фонду, ускладненням гірничо-геологічних умов видобутку. На глибоких горизонтах (більше 600 м) працюють близько 60 % шахт, які видобувають більше половини українського вугілля; газоносними є більше 80 % шахт.

За оцінками, запасу вугілля промислової категорії в Україні вистачить ще на 250–300 років. Проте щоб їх добути, потрібні інвестиції і нові технології, високоефективні й екологічно чисті. Тим

більше, що питомі витрати енергоресурсів на видобуток 1 т вугілля становлять: теплової енергії – 89,1 Мкал, електроенергії – 125,1 кВт·год. На збагачення 1 т вугілля витрачають 10,3 кВт·год електроенергії, на виробництво 1 т вугільних брикетів: теплової енергії – 1267,8 Мкал, електроенергії – 66,5 кВт·год.

Газова промисловість. Балансові запаси природного газу (нафтового газу) в Україні становлять 1 460,2 млрд м³, позабалансові – 2,1 млрд м³. Більше 75 % усього видобутку природного газу припадає на Дніпровсько-Донецьку, Прикарпатську і Причорноморсько-Кримську газонафтоносну область (відповідно 85 %, 10 % і 5 %). Нові родовища характеризуються невеликими запасами газу і складною геологічною структурою (табл. 1.2 та 1.3).

Таблиця 1.2 – Розвідані запаси природного газу групи НАК «Нафтогаз України» (станом на 31 грудня 2014 р., млрд м³)

Розвідані запаси природного газу	Доведені розроблені	Доведені нерозроблені	Доведені розроблені та нерозроблені	Імовірні запаси	Доведені та імовірні запаси
Україна (без врахування АР Крим), зокрема:	256,03	11,14	267,16	24,07	291,23
• ПАТ «Укргазвидобування»	255,70	11,13	266,83	23,91	290,74
• НАК «Нафтогаз України»	0,33	0,01	0,33	0,16	0,49

Таблиця 1.3 – Обсяги пошуково-розвідувального та експлуатаційного буріння, станом на 1 січня 2017 р., тис. м³

Показники	Пошуково-розвідувальне	Експлуатаційне
2016 р., план	110,0	120,250
2016 р., факт	105,53	100,250
Виконання плану, %	96,0	83,0
2015 р., факт	92,0	94,3
2016 р. до 2015 р., %	115,0	106,0

У 2015 році НАК «Нафтогаз України» припинила закупівлі природного газу з Росії. Такий крок призвів до усунення газової залежності України від сусідньої країни. Отже, Україна не купує природний газ за контрактом з ПАТ «Газпром», імпортуючи ресурс зі Словаччини, Польщі та Угорщини завдяки злагодженій роботі української сторони з європейськими операторами ГТС – FGSZ, Eustream та Gas-System SA (табл. 1.4).

Таблиця 1.4 – Обсяг постачань природного газу в Україну з Європи, млрд м³

Рік	зі Словаччини	з Угорщини	з Польщі	Загалом
2015 р.	9,7	0,45	0,14	10,3
2016 р.	9,09	1,02	0,98	11,09
2017 р.	8,6	0,1	0,0	8,7
2018 р.	6,5	3,4	0,7	10,6
2019 р.	9,2	3,7	1,4	14,3

Нафтовидобувна промисловість. Запаси нафти в Україні становлять 3,9 млн т. Знаходяться вони в Західному (39 родовищ), Східному (73) і Південному (8) регіонах. Усього 122 нафтових родовища, з яких 84 знаходяться в промисловій розробці. Запаси газового конденсату – 80,3 млн т. Зосереджені в 133 родовищах, з яких 73 – у промисловій розробці. Для нафтовидобутку характерний спад виробництва, пов'язаний передусім з виробленням діючих і браком відкритих за останні роки великих і середніх родовищ. Запаси розвіданих родовищ незначні і залягають на великих глибинах. Питома витрата електроенергії на транспортування 1 т нафтопродуктів на 1 км по магістральних нафтопроводах – 10,4 кВт·год.

Нафтопереробна промисловість. На Україні діє шість нафтопереробних заводів загальною потужністю 61 833 тис. т на рік (Кременчуцький – 18 625 тис. т на рік, Херсонський – 8 643, Одеський – 3 917, Дрогобицький – 3 880, Надвornянський – 3 367, Лисичанський – 23 461). Рівень переробки – 53–54 %.

Питомі витрати енергоресурсів на переробку 1 т нафти, включаючи газовий конденсат, становлять: теплової енергії – 196,0 Мкал; електроенергії – 53,6 кВт·год (66,3 кг у. п.).

Торф'яна промисловість. Незважаючи на загальні балансові запаси у 734,8 млн т, зосереджені переважно в Рівненській (18 %), Волинській (18 %) і Чернігівській областях (13 %), видобуток паливного торфу дуже нестабільний. Основна продукція торф'яних заводів – торф'яні брикети, грудковий торф для опалення, торф для добрив.

Атомна промисловість. В Україні немає замкненого циклу виробництва ядерного палива. Розвіданих запасів уранових руд вистачить для виробництва ядерного палива більше ніж на 150 років. Український уран після очищення містить тільки 0,7 % урану-235, тоді як атомні реактори потребують 4 %.

За даними Всесвітньої енергетичної конференції, щоб забезпечити сучасні потреби в паливі та енергоресурсах, людству вистачить: нафти –

на 30 років, природного газу – на 50–60 років, вугілля – на 500–600 років; палива для АЕС – на теплових нейтронах на 25–120 років, на швидких – на 800–1 000 років. З урахуванням браку в Україні замкненого паливно-ядерного циклу й екологічної небезпеки АЕС найперспективнішим з енергоносіїв у майбутньому залишається вугілля.

Проте розвиток енергетики на тривалу перспективу не може бути орієнтований тільки на використання вугілля, хоча нині багато держав побудували свій ПЕК саме на вугіллі. Але й ці країни, перш за все США, Німеччина, Японія, Італія, Данія, Іспанія, інтенсивно шукають нові технології, основані переважно на використанні нетрадиційних і відновлюваних джерел енергії.

1.3 Структура споживання паливно-енергетичних ресурсів

Перед людством сьогодні особливо гостро стоять три важливі взаємозалежні проблеми – забезпечення харчуванням, енергією та екологічна безпека. У розв’язанні цих проблем особливе місце належить енергетиці, від розвитку якої залежить економічний стан (занепад або процвітання суспільства), а також стан навколишнього середовища. Отже, одним з основних завдань фахівців і відповідних закладів є вивчення умов утворення шкідливих викидів у процесі виробництва теплової та електричної енергії, їхнього впливу на навколишнє середовище, розробка методів і пристроїв їх нейтралізації. Актуальність цих проблем визначається як недосконаліми енерготехнологіями, так і високим темпом використання ПЕР.

Загальне уявлення про світове використання ПЕР за останні сто років дають дані таблиці 1.5.

Таблиця 1.5 – Використання енергоресурсів у світі

Показник	Роки				
	1900	1950	1970	1990	2000
Сумарне енерговикористання, млрд т	0,95	2,86	7,3	17,0	30,0
Населення, млрд осіб	1,62	2,5	3,6	4,6	6,0
Питомі енерговитрати (т у. п. на 1 особу на рік)	0,59	1,16	2,03	3,7	5,0

Особливо актуальні питання взаємодії енергетики і навколишнього середовища для регіонів з підвищеною концентрацією населення та промислового виробництва. Необхідно враховувати той факт, що споживання первинної енергії збільшується (табл. 1.6).

Таблиця 1.6 – Світове споживання первинної енергії за регіонами, млн т н. е.*

Назва регіону	2000 р.	2009 р.	2013 р.	2015 р.	2020 р.	1980–2020 рр.
<i>Країни OECD (Organization for Economic Cooperation and Development)</i>						
Пн Америка	2 695	2 620	2 786,7	2 780	2 787	0,5 %
США	2 270	2 160	2 265,8	2 285	2 264	0,4 %
Азія та Океанія	832	850	–	906	912	1,4%
Японія	519	472	474	498	490	0,5 %
Всього	5 292	5 236	–	5 549	5 575	0,6 %
<i>Країни, які не входять в ОЕСО</i>						
Пн Європа / Євразія	1 001	1 051	–	1 163	1 211	0,5 %
Російська Федерація	620	648	699	719	744	1,0 %
Азія	2 172	3 724	–	4 761	5 341	5,1 %
Китай	1 108	2 271	2 852,4	3 002	3 345	5,9 %
Індія	460	669	595	810	945	4,5 %
Близький Схід	364	589	–	705	775	5,8 %
Африка	505	665	–	739	790	2,7 %
Бразилія	185	237	284	300	336	3,3 %
Всього	4 475	6 567	7 197,3	8 013	8 818	1,6 %
Всього у Світі**	10 034	12 132	12 730	13 913	14 769	1,0 %
Європейський Союз	1 683	1 654	1 675,9	1 731	1 734	0,2 %
* млн т н.е. – мільйонів (10 ³) тон нафтового еквівалента (1 т н. е. = 41,86 ГДж).						
** Загальносвітові міжнародні морські та авіаційні сховища, які не входять до регіонального підсумку.						

Як видно з таблиці 1.6, тенденція зміни використання первинної енергії змінюється у бік зростання споживання енергетичних ресурсів.

Структуру споживання ПЕР відображає так званий паливно-енергетичний баланс (ПЕБ), який характеризує розподіл у відсотках або в еквівалентних одиницях теплоти різних первинних енергетичних ресурсів у всіх галузях економіки, зокрема поновлювальних джерел енергії (ПДЕ).

Як бачимо з таблиці 1.7, загальний обсяг ПЕР в Україні за 2006 р. становив 138,6 млн т н. е., але станом на 2016 р. він зменшився на 51,7 млн т н. е. Це говорить про втрату частки території й не врахуванні її у загальному балансі Держави та зменшення промислового виробництва. В енергетичному балансі країни за 2019 р. обсяг загального постачання первинної енергії становив 89,1 млн т н. е., що на 4,7 % менше порівняно з 2018 р. (рис. 1.1) [3].

У 2019 р. виробництво первинної енергії становило 60,1 млн т н. е., що на 1,3 % менше, ніж у 2018 р. У структурі власного виробництва найбільшу питому вагу мали: атомна енергія – 36,2 %, природний газ – 27,2 % та вугілля – 23,4 %, ПДЕ – 7,9 %. Власне виробництво забезпечило 67,5 % обсягів загального постачання первинної енергії. Структура власного виробництва первинної енергії характеризується такими змінами: частки вугілля та атомної енергії зменшилися на 0,5 % та 0,1 %. Одночасно збільшилися частки природного газу та нафти на 0,3 % та 0,1 %. Викопні енергетичні ресурси склали 54,7 % загального виробництва енергії.

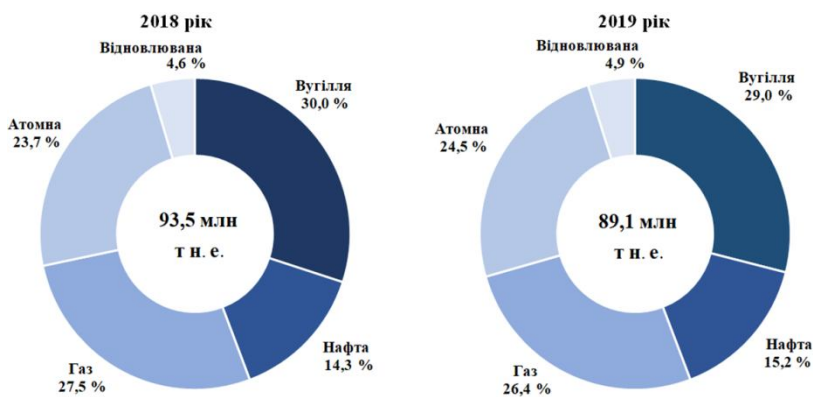


Рисунок 1.1 – Розподіл джерел енергії в загальному постачанні первинної енергії (за основними видами палива та енергії)

Найвагомішу частку загального складу ПДЕ у 2019 р. займали біопаливо та відходи – 79,3 %.

У структурі виробництва електроенергії, як і раніше, найбільшою питомою вагою серед ПДЕ вирізняється гідроенергія. Однак у 2019 р. частка гідроенергії зменшилася на 22,8 %, одночасно збільшилися частки сонячної енергії на 14,6 %, вітрової енергії на 7,2 % та біопалива на 1,0 % (рис. 1.2).

Майже половина сумарного кінцевого споживання енергії (СКСЕ) України припадає на промисловість, що характеризується переважанням енергоємних галузей. Цим пояснюються величезні витрати енергії переважно в металургійній промисловості. Порівняно з Великобританією, де «промисловість» і «побут та сфера послуг» споживають 66 % СКСЕ, в Україні це споживання становить 92 %. Усе це енергетичне навантаження припадає на промислові регіони

і насамперед на великі промислові міста. Саме техногенне навантаження і пов'язані з ним екологічні аспекти енергопостачання й енергоспоживання багато в чому визначають екологію великих міст і промислових регіонів.

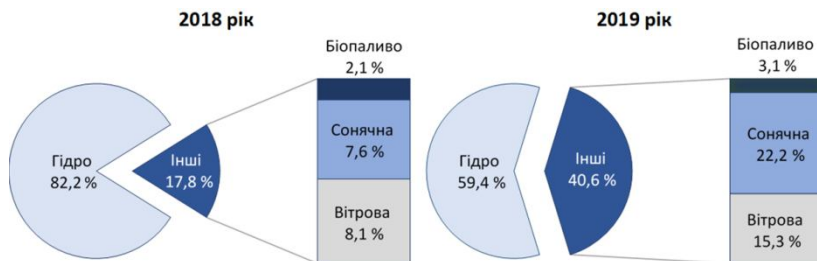


Рисунок 1.2 – Структура виробництва електроенергії з ПДЕ

Усе споживання енергоресурсів поділяють на чотири приблизно однакові групи: промисловість, енергетика, транспорт і комунально-побутовий сектор. Кількісні співвідношення цих груп різні для різних країн. Тому для порівняння використовують розмір споживання енергоресурсів на душу населення, який нині становить приблизно 17 тис. кВт·год на людину на рік [4].

Розвиток енергоспоживання визначається двома тенденціями: зростанням споживання енергоресурсів на душу населення і зростанням самого населення. Зростання споживання енергоресурсів залежить від розвитку науки і техніки або стану економіки. Якщо в середині *XX ст.* населення Землі становило 1,7 млрд осіб, то в кінці воно перевищило 6,0 млрд осіб. Очікується, що до середини *XXI ст.* на Землі буде жити приблизно 10 млрд осіб.

У нинішніх кліматичних умовах і за досягнутого рівня розвитку сільськогосподарського виробництва наша Земля здатна прокормити 15–20 млрд осіб. Якщо припустити, що до кінця *XXI ст.* населення Землі становитиме 20 млрд осіб, а середнє споживання енергоресурсів на людину досягне нинішнього рівня США (130 тис. кВт·год на рік), тоді до 2100 р. на Землі буде споживатися ПЕР у 30 разів більше, ніж у кінці *XX ст.*

Забезпечити високі темпи використання ПЕР можна: розвідкою та організацією видобутку традиційних ПЕР і розробкою наукоємних технологій для повнішого й ефективнішого використання джерел, які раніше вважали нерентабельними, розробкою енергоощадних технологій у промисловості та опанування нетрадиційних джерел енергії.

1.4 Енергетика і навколишнє середовище

Енергетика і паливно-енергетичний комплекс, що реалізує її призначення, є основою існування і розвитку цивілізації. Концентруючи величезні матеріальні ресурси, переробляючи колосальні паливно-енергетичні ресурси, активно втручаючись у гідро-, літо- й атмосферне середовище, енергетика здатна змінити і вже змінює природне його становище.

Пізнаючи закони природи і створюючи потужнішу техніку, людство за масштабами свого втручання в природне середовище зрівнялося з планетарними силами. Спровоковані діяльністю людини екологічні катастрофи не поступаються за масштабами свого руйнівного потенціалу ядерній загрозі. Отже, на сучасному етапі розвитку енергетики вже недостатньо розглядати її взаємодію з навколишнім середовищем на рівні окремих локальних впливів.

Виробництво енергії і теплоти на базі використання традиційних ПЕР є унікальним за масштабами матеріального та енергетичного обміну з навколишнім середовищем. Споживаючи величезну кількість природних первинних ресурсів у вигляді твердого, рідкого і газоподібного палива, річна витрата якого наблизилася до 14 млрд т н. е. (питомого палива в нафтовому еквіваленті на рік), і кисню повітря – 87,5 млрд т на рік, енергетичне виробництво крім вторинної енергії видає кінцевий продукт у вигляді газоподібних і твердих продуктів згорання, а також стічної води.

Екологія й економіка природокористування ще не в змозі повною мірою оцінити збиток природному середовищу і економіці Держави, завданий цими викидами.

Традиційні способи виробництва теплової й електричної енергії в котельних і ТЕС пов'язані з негативним локальним і глобальним впливом на навколишнє середовище, зумовленим:

- викидом до атмосфери таких шкідливих речовин, як оксиди сірки та азоту, монооксиди вуглецю, тверді частинки золи, канцерогенні органічні речовини, зокрема бенз(а)пірен та ін.;
- викидом величезних кількостей діоксиду вуглецю, що є основним чинником виникнення «парникового ефекту»;
- тепловим забрудненням навколишнього середовища;
- скиданням мінералізованих і нагрітих вод;
- споживанням у великих об'ємах кисню і води;
- забрудненням ландшафту;
- виникненням електромагнітних та електростатичних полів.

Під час спалювання вугілля до атмосфери виділяються зола із частинками неспаленого палива, сірчистий і сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3 , оксиди азоту NO_2 і NO_3 , деяка кількість фтористих сполук та гідрокарбонати, а також газоподібні продукти неповного згорання. Летка зола іноді містить, крім нетоксичних складових, шкідливі домішки. Зокрема, у золі донецьких антрацитів у незначній кількості міститься арсен, а в золі екібастузького вугілля і деяких інших родовищ – вільний діоксид кремнію, у золі сланців і вугілля Кансько-Ачинського басейну – вільний діоксид кальцію.

У процесі спалювання мазуту до атмосферного повітря з димом і газами надходять: сірчистий та сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3 , оксиди азоту (NO і NO_2), газоподібні й тверді продукти неповного згорання палива, сполуки ванадію, солей натрію, а також речовини, які видаляють із поверхні котлів під час їхнього очищення.

Природний газ в екологічному плані є найчистішим видом палива. Проте і під час добре організованого спалювання природного газу утворюються шкідливі речовини: діоксид вуглецю CO_2 , оксиди азоту, у незначних кількостях оксиди сірки SO .

Незважаючи на найбільш негативний вплив продуктів згорання вугілля на навколишнє середовище, електроенергію виробляють переважно на твердому паливі. Якщо 1974 р. частка твердого палива в ПЕР становила 50 %, то до середини 1990-х рр. його частка збільшилася до 60 %. Споживання нафти, навпаки, досягнувши пікового рівня 1980 р., набуло стабільної тенденції з темпом зменшення близько 2,6 % на рік. Застосування газу для генерування енергії постійно зростає.

Перевага, яку віддають вугіллю під час виробництва теплової та електричної енергії, зумовлена тим, що світові розвідані запаси кам'яного вугілля становлять 87 % від усіх викопних джерел енергії на планеті. Загальні світові запаси кам'яного вугілля, включаючи прогнозовані родовища, мають енергетичний потенціал, що в 25 разів перевищує нафтовий. Якщо припустити, що людство відмовиться від усіх інших джерел енергії і буде використовувати тільки кам'яне вугілля, то з урахуванням щорічного зростання споживання енергії його вистачить приблизно на 200 років. Однак негативні екологічні наслідки при цьому неминучі. Крім того, щоб успішно спалювати різні види палива в топках котельних агрегатів, треба впроваджувати цілком нові технології.

Роль енергетичних ресурсів у життєдіяльності суспільства особливо виразно було продемонстровано під час енергетичної кризи 1973–1974 рр. Ці роки стали справжньою революцією в підходах до енергоспоживання в індустріальних країнах, які зуміли, практично не збільшуючи споживання енергоресурсів, нарощувати ВВП. Корінної

перебудови зазнала економіка як у структурному, так і технологічному відношенні. Енергоємність ВВП стала одним з найважливіших і визначальних показників макроекономічного і науково-технічного стану економіки.

Рівень розвитку ПЕК значною мірою визначає темпи зростання і технічний рівень виробництва, стан економіки та добробут суспільства загалом.

Еволюція не терпить застою. Розвиток цивілізації неможливо уявити без зростання споживання енергії та енергоресурсів. І все ж тут можливі підходи як загального (глобального), так і місцевого (локального) плану. У глобальному плані – це регулювання виробництва енергії та зростання споживання енергоресурсів на державному і міжнародному рівні; перехід на нові, екологічно чисті й енергоощадні технології виробництва енергії; перегляд ставлення до процесу енергоспоживання, до визнаних людських цінностей, укладу життя як окремої людини, так і людства загалом. Реалізація зазначених процесів потребує розробки довгострокових державних програм, розрахованих на багато десятиріч. Паралельно з визначеним вище, щоб знизити вплив енергетики на біосферу, потрібно розглядати такі заходи, які вже сьогодні можуть дати істотну віддачу. Наприклад, знизити викиди шкідливих речовин енергетичними об'єктами можна подальшим заміщенням мазуту природним газом, удосконаленням пальникових пристроїв, організацією багатоступеневого спалювання палива, застосуванням прогресивних способів очищення палива від сірки, підвищенням ефективності виробництва теплової та електричної енергії, дотриманням спеціальних режимів спалювання палива, застосуванням сучасних технологій очищення димових газів від SO_x та NO_x та іншими заходами, включаючи створення і впровадження тарифної і цінової політики, що стимулює розробку і впровадження екологічно чистих технологій і устаткування.

Велику роль у згладжуванні енергетичної проблеми і підвищенні життєвого добробуту населення відіграє енергозбереження – один із пріоритетних напрямів сучасної енергетичної політики. Зокрема, економія 1 т вугілля зменшує викиди золи на 250 кг, оксидів сірки – приблизно на 2 кг, оксидів азоту – на 3 кг, оксиду вуглецю – на 10 кг; економія 1 т мазуту скорочує викиди сірчистого ангідриду на 40 кг, оксиду вуглецю – на 12 кг; економія 1 000 м³ природного газу зменшує викиди оксиду азоту на 2,5 кг, оксиду вуглецю – на 8 кг. У результаті підвищення ефективності використання ПЕР завдяки термодинамічним факторам можливе істотне зниження питомої витрати палива на виробництво 1 кВт·год електроенергії, що підвищує екологічну

безпеку енергетичних об'єктів. Ще актуальнішим є розвиток і використання відновлюваних джерел енергії. Останнє особливо важливо в контексті заходів, вжитих міжнародним співтовариством щодо зниження дії «парникового ефекту», і виконання інших зобов'язань, пов'язаних із можливою зміною клімату Землі.

1.5 Системи енергопостачання

Сучасна енергетика становить складну багаторівневу ієрархічну структуру, призначену забезпечити комфортні умови проживання населення, а також нормальне функціонування промислових підприємств, виробництв і закладів. Лише на основі надійної та ефективної системи забезпечення споживачів різного рівня потрібною енергією та енергетичними ресурсами можливі їхнє нормальне функціонування і розвиток. Політична та економічна незалежність і безпека держави багато в чому визначаються виробництвом енергетичних ресурсів, їхньою кількістю та якістю.

Різноманіття форм існування енергії, властивість їїнього взаємоперетворення дозволяє використовувати для виробництва і споживання енергії різні енергоресурси та енергоносії, визначає їхню взаємозамінність. Енергетична цінність ресурсів, ефективність способів їїнього перетворення, ступінь досконалості процесів і установок, технологічних стадій енергетичного виробництва визначається, в остаточному підсумку, коефіцієнтом використання енергоресурсу (коефіцієнтом корисної дії енергоустановки).

Енергетика – галузь економіки будь-якої держави, що охоплює виробництво, перетворення і використання різних форм енергії. В енергетиці використовують такі основні п'ять видів установок або систем:

– *генерувальні* – перетворюють потенційну або хімічну енергію природних енергетичних ресурсів на електричну, теплову, механічну або інший вид енергетичного ресурсу (наприклад, турбоустановки, газогенерувальні установки, котли, компресори та ін.);

– *перетворювальні* – змінюють параметри та інші особливості певного виду енергії (трансформаторні підстанції, інвенторні електроустановки, трансформатори теплоти та ін.);

– *мережі* – призначені для передачі та розподілу енергії (електричні, теплові, газові, нафтопроводи, мережі стиснутого повітря та ін.);

– *акумулювальні* – призначені для часткового регулювання режиму виробництва енергії (електричні та теплові акумулятори, насосно-акумулювальні гідростанції тощо);

– *споживаючі* – призначені для перетворення енергії до вигляду, у якому її безпосередньо використовують (електричний привід машин, опалювальні установки, промислові печі, світильники та ін.).

Основними формами застосування енергії є теплота й електроенергія.

Галузь енергетики, у якій одержання, перетворення, транспортування і використання цих форм енергії відбуваються шляхом спалювання органічного палива, називають *теплоенергетикою*.

Галузь енергетики, яка займається перетворенням гідроенергії на електричну, називають *гідроенергетикою*.

Відкриття способів використання енергії атомного ядра створило нову галузь енергетики – *атомну або ядерну енергетику*.

Питаннями використання енергії вітру займається вітроенергетика.

Енергетичні технології, що базуються на використанні енергії Сонця, належать до *геліоенергетики*.

Кожна з галузей енергетики як наука має свою теоретичну основу, яка ґрунтується на законах фізичних явищ у цій сфері.

Перетворення енергії пов'язане з потребою використання різних її форм для сучасних технологічних процесів і не вичерпується тільки переходом одних її форм до іншої. Зокрема, теплову енергію застосовують за різних рівнів температури і тиску теплоносія (пари, газу, води), електричну – у вигляді змінного або постійного струму і за різних рівнів напруги.

Перетворення енергії відбувається в різних машинах, апаратах і пристроях, які складають загалом технічну основу енергетики. Наприклад, у котельних установках хімічна енергія палива перетворюється на теплову; у паровій турбіні – тепла енергія, носієм якої є водяна пара, перетворюється на механічну енергію, яка в електричному генераторі, зі свого боку, перетворюється на електричну енергію. На гідроелектростанціях у гідротурбінах і електрогенераторах енергія водяних потоків перетворюється на електричну; в електричних двигунах електрична енергія перетворюється на механічну тощо.

Способи створення і експлуатації різних установок, машин, апаратів й пристроїв, призначених для одержання, перетворення, транспортування і застосування різних форм енергії, базуються на використанні відповідних розділів теоретичних основ енергетики: теплотехніки, електротехніки, гідротехніки, вітротехніки та ін.

У цій складній структурі енергетичних галузей на сьогодні склалися певні ключові поняття.

Енергетичний ланцюжок (energy chain) характеризує потік енергії від видобутку (виробництва) первинного енергоресурсу до одержання і використання підведеної кінцевої енергії.

Первинний енергоресурс (primary energy resource) – енергоресурс (сира нафта, природний газ, вугілля, горючі сланці, ядерна енергія, гідроенергія, геотермальна, сонячна, вітрова енергія тощо), який не піддавався переробці та перетворенню.

Вторинний енергетичний ресурс (secondary energy resource) – ресурси, отримані у вигляді відходів виробництва і споживання або побічних продуктів в результаті здійснення технологічного процесу або використання обладнання, функціональне призначення якого не пов'язане з виробництвом відповідних видів енергетичних ресурсів та можуть бути використані у подальшому для отримання теплової і електричної енергії.

Енергоносії (energy carrier) – ресурс, що безпосередньо використовують на стадії кінцевого споживання, попередньо перероблений, перетворений, а також природний енергетичний ресурс, що споживається на цій стадії.

Підведений енергетичний ресурс (energy resource supplied) – енергоресурс, підведений до енергетичної установки для переробки, перетворення, транспортування або використання.

Кінцева підведена енергія (final energy або energy supplied) – енергія, підведена до споживача перед її кінцевим перетворенням на корисну роботу (кінцевим використанням) або кількість енергії в підведеному енергетичному ресурсі або енергоносії.

Енергопостачання – сукупність послідовних процесів виробництва, передачі та використання енергії.

Система енергопостачання – сукупність установок і пристроїв, призначених для цілей енергопостачання.

Ланцюг перетворення енергії – сукупність процесів і відповідних елементів для їхньої реалізації, що характеризують перехід від одного виду енергії до іншого.

Енергію у вільній формі неможливо накопичувати на будь-який тривалий час. Тому процеси виробництва і споживання енергії мають збігатися в часі або відбуватися безпосередньо один за одним і бути пов'язаними між собою відповідною ланкою передачі. Це суттєво впливає на характер виробничих, технічних і економічних зв'язків енергетики з іншими галузями матеріального виробництва і стосується структури та форм розвитку власне енергетики і систем енергопостачання.

У низці випадків уживають поняття «*види енергії*», під яким розуміють різні джерела енергії. Зокрема, розглядають невідновлювані ПЕР: викопне органічне паливо (вугілля, нафту, природний газ, торф, горючі сланці), ядерну енергію. Існують й інші ПЕР або джерела енергії, наприклад біомаса, енергія сонця, вітру, хвиль, гідроенергія,

геотермальна енергія. Це відновні види енергії, які є прямим результатом впливу енергії сонця, тоді як викопне паливо отримане в процесі біохімічних реакцій в надрах Землі сотні мільйонів років тому.

Усі названі вище види енергії – це первинні енергетичні ресурси, вони утворюють першу ланку ланцюга перетворення енергії (рис. 1.3).

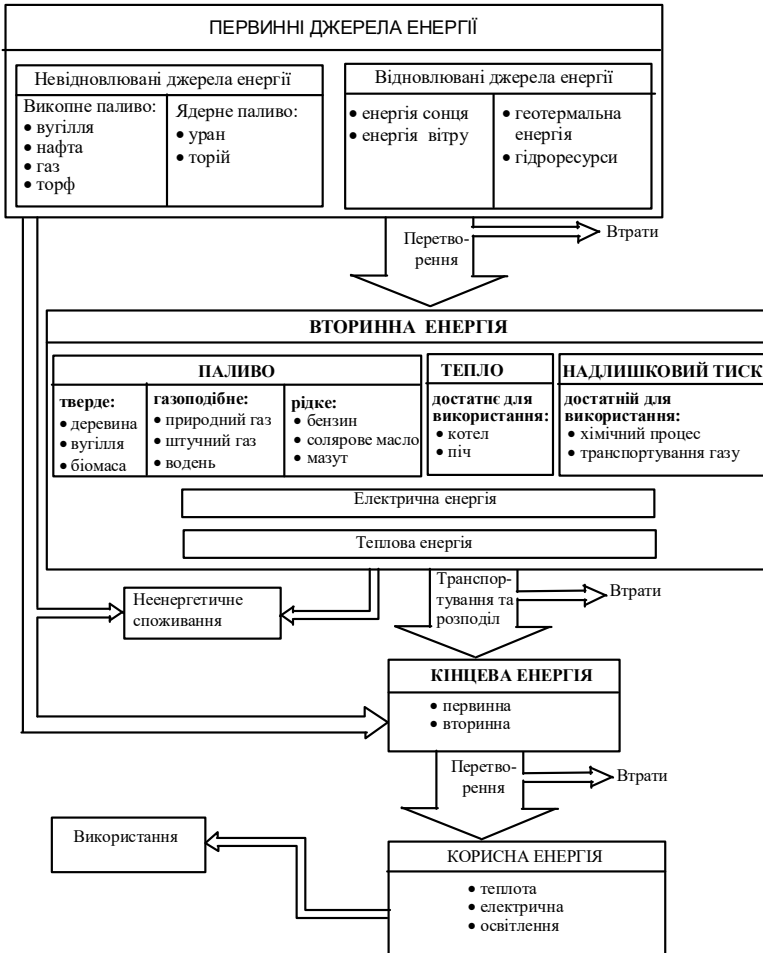


Рисунок 1.3 – Структура енергопостачання

Ця схема наочно демонструє шлях енергії від її вихідного стану до кінцевого споживання, подає загальний взаємозв'язок між джерелами

енергії та видами кінцевої енергії. Наприклад, сира нафта, яку видобувають з надр землі, є первинним джерелом енергії, але її застосовують обмежено. Її перетворюють на корисніші вторинні джерела енергії, такі як бензин, газове паливо, дизельне паливо тощо. Вторинну енергію потрібно довести до споживача. Її транспортування та розподіл потребують додаткової витрати енергії. На цьому етапі джерело енергії перетворюють на відповідний енергоносіє, який на заключному етапі використовують для отримання кінцевої корисної енергії і подачі її до пункту споживання. Наприклад, у процесі спалювання мазуту в топці одержуємо теплоносіє (водяну пару, гарячу воду), який можна подавати на технологічні потреби, опалення і гаряче водопостачання окремих об'єктів.

Основними природними (первинними) ПЕР, на яких базується сучасна енергетика, є вичопне паливо (вугілля, торф, нафта, сланці, природний газ), гідроресурси (енергія рік, морів та океанів), ядерне паливо (уран, торій). Цією обставиною визначаються основні напрями розвитку сучасної енергетики: теплоенергетика (використовує органічне паливо); гідроенергетика (розвивається на базі гідроенергетичних ресурсів); атомна енергетика (основана на перетворенні внутрішньоядерної енергії на інші види).

Основними видами продукції енергетичної галузі є електрична і теплова енергія. Пристрої, у яких енергія природних енергетичних ресурсів перетворюється на інші види енергії, називають енергогенерувальні (або енергогенератори); пристрої, у яких енергія перетворюється на кінцевий вид – енергоспоживачі або абоненти.

Отже, виходячи із завдань енергопостачання і ланцюга перетворення енергії будь-яка система енергопостачання базується на визначених енергетичних ресурсах і містить три головні елементи: джерело енергії (енергогенератор), мережі (розподільні і транспортні) і енергоспоживач (абонент). Структура передавальних ланок у системі визначається рівнем концентрації і централізації енергопостачання.

Концентрація – процес зосередження виробництва енергії на великих енергетичних об'єктах, тобто збільшення одиничної потужності і продуктивності енергетичних установок і устаткування. Концентрація – один із найважливіших чинників удосконалювання технічної бази і підвищення ефективності енергетичного виробництва.

Централізація – об'єднання споживачів енергії єдиними для них енергетичними мережами і джерелами енергії, зумовлене передусім нерозривністю в часі процесів виробництва і споживання енергії. Централізація в енергетиці – форма раціональної організації енергопостачання.

Концентрація і централізація енергопостачання збільшують дальність передачі енергії, що пов'язано з додатковими капітальними та експлуатаційними витратами і втратами енергії в розподільній системі. Знизити ці втрати і збільшити дальність транспортування дозволяє підвищення потенціалу енергоносіїв, що використовують для передачі і розподілу енергії. Тому важливим елементом централізованих систем енергопостачання є трансформувальні (перетворювальні) енергоустановки. Вони призначені для зміни і регулювання рівня потенціалу енергоносіїв, а також об'єднаних в одній системі споживачів з різним рівнем потенціалу енергії, що розподіляється між ними.

Основною формою енергопостачання в багатьох країнах були і залишаються на тривалу перспективу централізовані системи. Об'єднуючи енергогенерувальні установки, трансформувальні і розподільні пристрої та енергоспоживачів, вони характеризуються спільністю принципів формування і режиму роботи всіх ланок, взаємозалежністю процесів виробництва, розподілу і використання енергії. Концентрація і централізація – неодмінна умова створення ефективних форм енергопостачання, розширення сфер і подальшого впровадження найраціональніших видів енергії в різні технологічні процеси. З цим пов'язане об'єднання власне енергетики, паливобудовних галузей і переробної промисловості в єдиний ПЕК.

Наразі в Україні та світі велика увага приділяється децентралізації енергопостачання.

Децентралізована або розподілена енергетика (мала енергетика, мала розподілена енергетика) – концепція розвитку енергетики, що передбачає будівництво споживачами електричної енергії джерел енергії компактних розмірів або мобільного конструкції і розподільних мереж, які виробляють теплову та електричну енергію для власних потреб, а також надлишки постачають до загальної мережі.

Закон України «Про ринок електричної енергії» визначає розподілену генерацію як «електростанція, встановленої потужності 20 МВт та менше, приєднана до системи розподілу електричної енергії».

Найбільш популярні генеруючі установки при децентралізації енергопостачання – це технології на базі ПДЕ та когенераційні системи:

- сонячні панелі (PV);
- малі вітряні турбіни;
- станції, що спалюють біомасу та тверді побутові відходи;
- малі гідроелектростанції.

Кожна така енергетична установка повинна мати встановлене устаткування, що дозволить оператору мережі бачити її у центральній системі управління і за необхідності обмежувати її виробництво, якщо

є ризик створення аварійної ситуації на конкретній ділянці мережі. Певні проблеми при розвитку розподіленої генерації у Німеччині спочатку були викликані саме відсутністю вимог щодо наявності такого устаткування – «розумного інвертора», однак з 2014 року всі нові установки електричною потужністю більше 100 кВт мають бути обладнані таким устаткуванням. В Україні поки не передбачено обов'язковості встановлення подібних пристроїв для електростанцій.

Відповідно до опитування, проведеного Word Energy Council, більше 50 % експертів енергетичної сфери з усього світу очікують зростання частки розподіленої генерації мінімум на 15 % від загальної встановленої потужності у своїх країнах до 2025 року. Такі об'єкти передбачають безпечність, доступність і конкурентоспроможність енергоресурсів, тому приваблюють енергетиків, інноваторів, політиків та споживачів як оптимальний метод забезпечення енергетичних потреб.

1.6 Паротурбінні, газотурбінні і комбіновані енергоустановки та їхні складові

Паротурбінні установки (ПТУ), що застосовуються як базові для виробництва електричної і теплової енергії, є основою сучасної енергетики.

Для виробництва тільки електричної енергії застосовують конденсаційні ПТУ, електричної та теплової – теплофікаційні ПТУ (які мають регульовані відбори пари, що йде на теплопостачання).

Основними елементами ПТУ (рис. 1.4) є: котел 1, турбіна 2, електрогенератор 3, конденсатор 5, циркуляційний 6, конденсатний 7 і живильний 9 насоси, бак живильної води 8 і охолоджувач циркуляційної води 10. Хімічна енергія палива, яке спалюють у топці котла, перетворюється в теплову енергію і передається (через радіаційні і конвективні поверхні нагріву котла) живильній воді. У результаті утворюється насичена пара, що перегрівається в пароперегрівачі і далі надходить при відповідному тиску p_0 і температурі t_0 до парової турбіни.

У сопловому апараті парової турбіни відбувається перетворення потенційної енергії пари в кінетичну, яка, зі свого боку, перетворюється на робочих лопатках в механічну енергію обертання ротора турбіни. Перетворення механічної енергії в електричну відбувається в електрогенераторі.

Особливістю конденсаційної установки є те, що відпрацьована водяна пара (за винятком деякої її кількості – до 20–30 %), яка відбирається у вигляді нерегульованих відборів і подається в систему

регенеративного підігріву живильної води) направляється в конденсатор з тиском p_k , значно нижче атмосферного. Конденсатор становить теплообмінник поверхневого типу, де в результаті теплообміну між відпрацьованою парою і холодною циркуляційною водою відбувається конденсація пари за температури t_k .

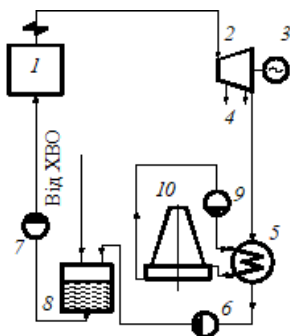


Рисунок 1.4 – Принципова схема конденсаційної паротурбінної установки: 1 – паровий котел; 2 – турбіна; 3 – електрогенератор; 4 – регульовані відбори пари; 5 – конденсатор; 6 – конденсатний електронасос (КЕН); 7 – живильний електронасос; 8 – бак живильної води; 9 – сітвовий насос; 10 – градирня

Коли споживачеві (промислового об'єкту) потрібна в значній кількості пара для технологічних потреб, використовують парові турбіни з протитиском. У цьому випадку в схемі ПТУ немає конденсатора, і вся відпрацьована пара надходить до споживача. Конденсат пари, що надходить від споживача, частково або цілком повертається до турбінного циклу. У таких установках кількість пари, що проходить через турбіну, а, отже, і кількість виробленої електроенергії цілком залежать від теплового споживання.

Отже, станція, що оснащена турбінами з протитиском працює за заданим тепловим графіком, тобто повинна мати можливість віддавати всю вироблену нею електроенергію до електричної мережі достатньо потужної системи. У тих випадках, коли споживач зменшує витрату теплоти, що означає зниження вироблення і електричної енергії,

Конденсат конденсатним насосом подають до системи регенеративного підігріву живильної води. Далі після термічної дегазації (для видалення корозійних газів CO_2 і O_2) і додавання хімічно очищеної води (для поповнення втрат конденсату) живильну воду живильним насосом подають у котел. У результаті робочий цикл замикається.

У комбінованому виробництві теплової і електричної енергії застосовують паротурбінні установки з регульованими теплофікаційними і промисловими відборами пари. Тиск теплофікаційного відбору пари значно нижчий, ніж тиск промислового.

електрична система має заповнювати це зниження потужності підвищенням її на інших станціях системи.

Газотурбінні установки порівняно з паровими мають такі особливості:

- немає металоємних та об'ємних парових котлів і котельного цеху;
- швидкий пуск, який створює сприятливі умови для використання ГТУ, щоб покрити пікові навантаження;
- незначна потреба у воді;
- значно менша кількість обслуговуючого персоналу (включаючи можливість повної автоматизації робочого процесу);
- можливість роботи переважно на рідкому та газовому паливі.

Газові турбіни зі згоранням при постійному тиску можна розподілити на турбіни, що працюють у розімкненому і замкненому циклі.

На рисунку 1.5 подано принципову схему ГТУ, що працює у найпростішому розімкненому циклу (циклу Брайтона).

Паливний насос 8 подає в камеру згорання 2 через форсунку 7 паливо, що згорає, змішуючись з повітрям, яке подають у камеру під тиском, створюваним компресором 1. Продукти згорання проходять через сопла 3 і, розширюючись у них, надходять з великою швидкістю на робочі лопатки 4, установлені на диску 5. Відпрацьовані гази виходять до атмосфери через вихлопний патрубок 6. Якщо потрібне комбіноване виробництво

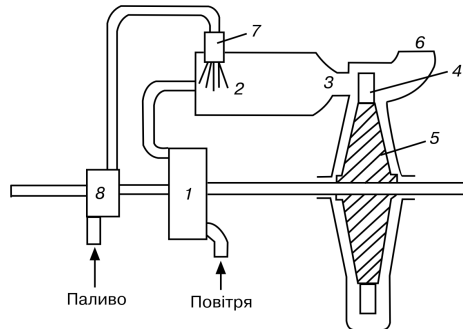


Рисунок 1.5 – Принципова схема газової турбіни зі згоранням при постійному тиску: 1 – компресор; 2 – камера згорання; 3 – сопла; 4 – робочі лопатки; 5 – диск; 6 – вихлопний патрубок; 7 – форсунка; 8 – насос

теплової і електричної енергії, то ГТУ може мати котел-утилізатор, з'єднаний з вихлопним патрубком турбіни.

Показником ефективності перетворення хімічної енергії палива на електричну є коефіцієнт корисної дії установки. Найчастіше, $\eta_{\text{ПГУ}} > \eta_{\text{ГТУ}}$. Однак, якщо ПГУ і ГТУ використовують спільно, тоді ККД комбінованої установки (ПГУ) стає істотно вищим за відповідний показник ПГУ. Це пояснюється тим, що у цьому разі використовують

переваги розгляданих установок і виключають недоліки, зумовлені термодинамічною недосконалістю кожної з них.

Вища початкова температура циклу ГТУ визначає її істотну термодинамічну перевагу порівняно з ПТУ. Водночас вища кінцева температура газотурбінного циклу визначає низьку термодинамічну ефективність ГТУ.

У комбінованому циклі ГТУ виконує роль надбудови над ПТУ, що зумовлює підвищення сумарного ККД комбінованого циклу.

Є багато різних варіантів парогазових установок і відповідних циклів, що визначаються особливостями функціонування елементів ГТУ і ПГУ та їхнім взаємозв'язком. Одну з можливих схем ПГУ, що працює за бінарною схемою (за наявності двох силових контурів з роздільною подачею пари і газу в парову і газову турбіну), наведено на рисунку 1.6.

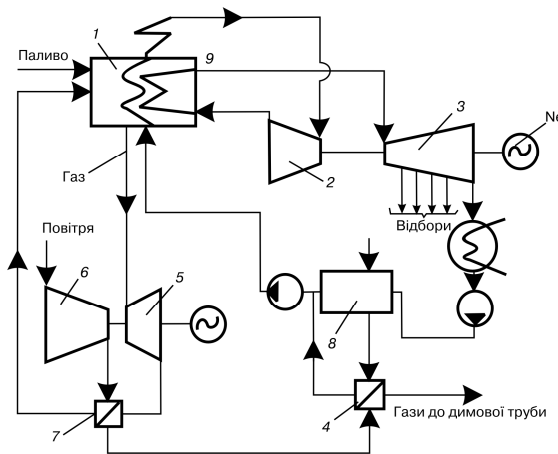


Рисунок 1.6 – Принципова схема ПГУ з високонапорним парогенератором: 1 – паровий котел; 2 – парова турбіна (ЦВТ); 3 – парова турбіна (ЦНТ); 4 – економайзер; 5 – газова турбіна; 6 – компресор; 7 – регенератор; 8 – система регенеративного підігріву живильної води; 9 – проміжний перегрів водяної пари

У цій схемі застосований високонапорний парогенератор 1, тобто котел спеціальної конструкції з топкою, що працює під тиском і забезпечує ефективну теплопередачу та високі теплові навантаження поверхонь нагріву (до 350 кВт/м^2). Повітря, потрібне для горіння палива, подається осьовим компресором 6 через регенератор 7, де воно підігрівається відпрацьованими в газовій турбіні 5 газами. Після

парогенератора газу подаються під тиском у газову турбіну. Відпрацьовані в турбіні газу подаються в регенератор для підігріву повітря і потім в економайзер 4 для підігріву живильної води паротурбінної установки, включеної послідовно із системою регенеративного підігрівача сільової води 8. Пару високого тиску, отриману в парогенераторі, використовують для приводу парової двоциліндрової турбіни 2 і 3 з проміжним перегрівом пари 9.

Газова турбіна виконує функції приводу компресора, що знаходиться на її валу, а надлишкову потужність використовують для приводу електричного генератора.

Паливом для такої установки може слугувати газ або рідке паливо, що забезпечує чистоту продуктів згорання перед газовою турбіною для запобігання забрудненню її проточної частини.

Крім ПГУ, що працюють за бінарною схемою, є також комбіновані установки, що працюють за монарною схемою, у яких робоче тіло турбіни – це суміш продуктів згорання з водяною парою. Такі установки називають *газопарові*.

Парові та газові турбіни

Парові і газові турбіни – основні механізми перетворення потенційної енергії робочого тіла на механічну роботу відповідно в ПТУ і ПГУ. Вони складаються з ідентичних елементів, однак конструкція і технологія виготовлення цих елементів може бути різною.

На рисунку 1.7 показано поздовжній розріз циліндра високого тиску (ЦВТ) парової турбіни з поворотним потоком пари.

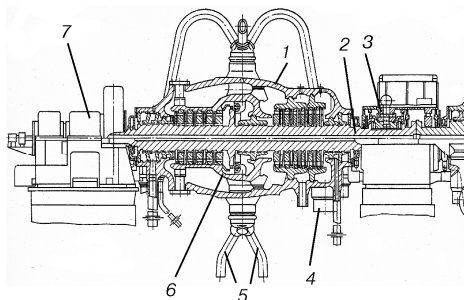


Рисунок 1.7 – Проточна частина ЦВТ із поворотним потоком пари:
1 – зовнішній корпус; 2 – суцільнокований дисковий ротор; 3 – задній опорний підшипник; 4 – вихідний патрубков; 5 – подвійний підвід свіжої пари; 6 – внутрішній корпус; 7 – корпус установки переднього опорно-упорного підшипника

Така схема виконання ЦВТ властива конденсаційним турбінам Ленінградського металевго заводу (ЛМЗ) і турбінам з протитиском або з регульованими відбираннями пари, що працюють на докритичних або понадкритичних параметрах пари. Ротор ЦВТ дисковий суцільнокований. Статор ЦВТ 1 складається із зовнішнього і внутрішнього 6 корпусів. Спочатку пара надходить до внутрішнього корпусу в середній частині циліндра, проходить через декілька ступенів у лівій частині ЦВТ, протікає між внутрішнім і зовнішнім корпусами в протилежному напрямку, далі проходить через останні ступені ЦВТ і через вихідний патрубок виводиться з циліндра. Потім, після проміжного перегріву, пара надходить до циліндра 2 середнього тиску (ЦСТ), після чого трьома паралельними потоками надходить до трьох циліндрів низького тиску (ЦНТ) і далі потрапляє до конденсатора (рис. 1.8).

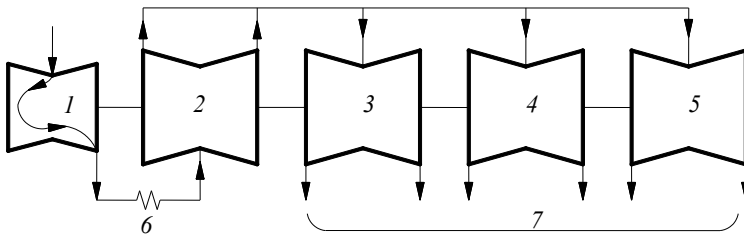


Рисунок 1.8 – Структурна схема конденсаційних турбін ЛМЗ потужністю 800 і 1 200 МВт: 1 – ЦВТ; 2 – ЦСТ; 3 – ЦНТ1; 4 – ЦНТ2; 5 – ЦНТ3; 6 – проміжний пароперегрівник; 7 – до конденсатора

Якщо в паровій турбіні робочим тілом є водяна пара, то в газовій продукти згорання палива і стисненого повітря. Найістотношою є відмінність у конструкції і технології виготовлення ротора газової турбіни, виконаного у вигляді збірної конструкції (на стяжних болтах). Крім того, газова турбіна має систему повітряного охолодження найбільш термонапружених елементів проточної частини.

Основою проточної частини парових і газових турбін є ступінь – сукупність нерухомої решітки (напрямого апарата) і решітки робочих лопаток, що обертаються. У нерухомій решітці, яку ще називають *сопловою*, потенційна енергія пари перетворюється на кінетичну. У робочому апараті кінетична енергія пари перетворюється на механічну енергію обертання ротора турбіни.

За аналогічною схемою потенційна енергія робочого тіла перетворюється на кінетичну і механічну енергію на всіх ступенях

багатоступінчастої парової або газової турбіни. При цьому ступеневно змінюються тиск робочого тіла та обертальний момент.

На рисунку 1.9 наведено принципову схему і цикл конденсаційної ПТУ в Ts -координатах (T – абсолютна температура, К; s – ентропія, Дж/(кг·К)). В основу робочого процесу всіх типів ПТУ покладено цикл Ренкіна [5]. Робота ПТУ (без урахування незворотних втрат) характеризується площею $1-2-3-4-5-6-1$. Лінія $1-2$ характеризує процес ізентропійного розширення пари в турбіні, лінія $2-3$ – ізобарно-ізотермічний процес конденсації пари в конденсаторі, лінія $3-4$ – ізентропійний процес підвищення тиску живильної води в насосі, $4-5$ – ізобарний процес підігріву води до лінії насичення, $5-6$ – ізотермічний процес випаровування води й одержання сухої ($x = 1$) насиченої пари, $6-1$ – ізобарний процес перегріву води в пароперегрівнику.

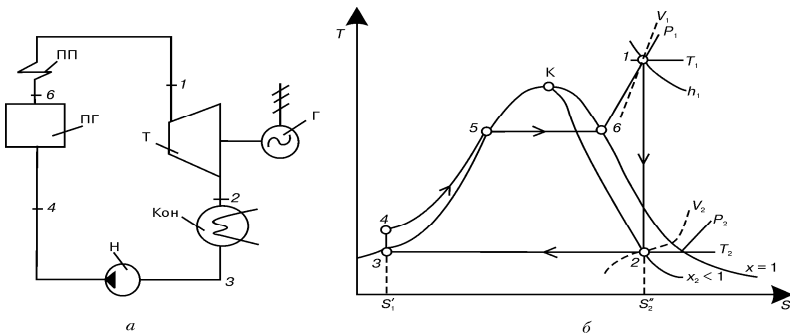


Рисунок 1.9 – Схема (а) і термодинамічний цикл (б) ПТУ:

ПП – пароперегрівник; ПГ – парогенератор; Т – турбіна;

Кон – конденсатор; Н – насос; Г – електрогенератор;

К – критична точка (для води: $t_{кр} = 374,15$ °С; $P_{кр} = 22,129$ МПа)

Конденсаційні паротурбіни установки мають розвинену систему регенеративного підігріву живильної води, що сприяє підвищенню потужності турбіни й економічності ПТУ загалом (економія палива сягає 10 % і більше порівняно з турбінами без регенерації).

Економічність ПТУ можна також підвищити збільшенням початкових параметрів пари (p_1 і T_1). Однак із підвищенням початкового тиску p_1 точка 2 в Ts -діаграмі зміщується в її ліву область, тобто вологість пари зростає (водночас ступінь сухості падає $x < 1$) вище припустимих норм вологості.

На рисунку 1.10 наведено схему ГТУ простого типу, основними елементами якої є турбіна, компресор і камера згорання. У Ts -координатах наведено цикл Брайтона. Якщо немає втрат в основних елементах ГТУ, реалізується ідеальний цикл (площа $1-2-3-4-1$). Така ГТУ працює за розімкненою схемою. Атмосферне повітря (точка 1 на Ts -діаграмі) надходить у компресор, де в результаті адиабатичного стиснення (процес $1-2$) його тиск підвищується від $p_1 = p_{\text{атм}}$ до кінцевого тиску $p_2 > p_1$. Відношення тисків $\pi_k = p_2/p_1$ називають *ступінь стиснення компресора*. У результаті стиснення зростає і температура повітря на виході з компресора відповідно до відомого термодинамічного відношення $T_2 = T_1 \pi_k^m$ (де $m = (\kappa - 1)/\kappa$; $\kappa = c_p/c_v$ – показник адиабати).

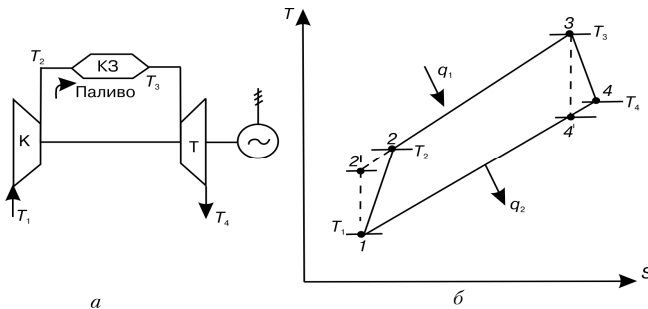


Рисунок 1.10 – Схема (а) і термодинамічний цикл (б) ГТУ простого типу: К – компресор; КЗ – камера згорання; Т – турбіна; T_1, T_2, T_3, T_4 – температури в характерних точках циклу

Процес $2-3$ підведення теплоти q_1 , що утворюється шляхом хімічної енергії згорілого палива, відбувається в камері згорання при постійному тиску до температури T_3 , після чого продукти згорання надходять до турбіни, де розширюються до атмосферного тиску і де виробляється механічна робота.

У реальних умовах у результаті незворотних втрат у компресорі і турбіні процес розширення політропічний. З урахуванням цієї обставини конфігурація циклу буде відповідати площі $1-2-3-4-1$.

Одним із недоліків ГТУ є те, що температура вихлопних газів, які викидаються в атмосферу, сягає $400-500\text{ }^\circ\text{C}$ і вище. Цим обумовлюється її відносно низький ККД. Щоб збільшити ККД, ГТУ можна виконати з регенератором, який становить теплообмінник поверхневого типу. У такій ГТУ повітря після компресора потрапляє в регенератор, де завдяки теплоті газів, що відходять після турбіни, його

температура підвищується. Одночасно знижується температура вихлопних газів, що економить паливо і збільшує ККД циклу ГТУ.

Подальше підвищення економічності ГТУ досягається ускладненням її схеми шляхом застосування циклу зі ступінчастим стисненням повітря і з проміжним підведенням теплоти.

Комбіновані установки

Комбінація парових і газових турбін дозволяє істотно підвищити їх техніко-економічні показники. Цього досягають, створюючи парогазові (ПГУ) і газопарові (ГПУ) комбіновані установки, класифікацію яких наведено на рисунку 1.11.



Рисунок 1.11 – Схема класифікації комбінованих установок з паровими і газовими турбінами

Парогазові установки об'єднують безконтактність між продуктами згорання і парорідинним робочим тілом. Кожний з робочих агентів рухається в ізольованому контурі і взаємодіє з іншими лише у формі теплообміну в апаратах поверхневого типу.

Якщо в топці котла нормальної конструкції, що працює за схемою з передвключеною ГТУ, не спалювати додаткове паливо, тоді вона перетвориться на утилізатор теплоти димових газів.

У *газопарових установках* продукти згорання безпосередньо контактують із пароводяним робочим тілом. Майже в усіх установках цієї групи переважна частина об'єданого потоку робочого тіла припадає на газоподібні продукти згорання. Установки з упорскуванням води в газовий тракт називають *газопарові контактні*, або скорочено ГПУ-К.

Випаровування в установках цього типу відбувається в потоці продуктів згорання. Однак можна застосовувати схеми, що використовують газопарові суміші, де пара генерується в апаратах поверхневого типу. Утворення пари в поверхневих апаратах створює низку специфічних умов як для видалення солей, так і для основних термодинамічних процесів. Тому такі установки потрібно називати, на відміну від попередніх, *газопарові установки напівконтактного типу*, скорочено ГПУ-НК.

Основні особливості установки ГПУ-НК: можливість повного знесолення пари, що надходить у газовий тракт, і зменшення теплових втрат. Якщо генерація пари відбувається тільки завдяки теплоті турбіни, тоді ККД комбінованої установки наближається до ККД звичайної ГТУ в умовах надзвичайного підвищення тиску.

Значної переваги ця схема набуває в теплофікаційних установках, де пару з котла-утилізатора можна використовувати (залежно від графіка навантажень), щоб задовольнити теплові потреби або зняти піки електричного навантаження. Однак кількість генерованої пари лімітовано можливістю скидної теплоти. Найчастіше співвідношення між витратою пари і газу (повітря) в установках типу ГПУ-НК знаходиться в межах 10–20 %.

Схему можна застосувати на підприємствах, де є підведення газу і джерело низькопотенційної скидної теплоти. Малі масштаби установки – переваги перед ТЕЦ. Основною особливістю ГПУ є те, що вони можуть працювати тільки на рідкому і газоподібному паливі, зокрема на продуктах газифікації твердого палива (тоді потрібно очистити продукти згорання від твердих абразивних домішок).

Що стосується ПГУ, то вони можуть працювати на всіх видах палива, включаючи і тверде, залежно від конкретної схеми їхнього виконання.

Технологічні показники парових турбін

Парові та газові турбіни є складовою ПТУ й ГТУ і їхні характеристики суттєво впливають на техніко-економічні показники, що характеризують роботу всієї установки. Робота турбін у складі ПТУ і ГТУ визначається відповідними показниками, внесеними в їхні паспортні дані.

До основних показників належать: номінальна і максимальна потужність, номінальний тиск і температура робочого тіла на вході в турбіну, питомі витрати і коефіцієнт корисної дії.

Крім цього, є інші параметри, які контролюють у процесі роботи турбіни, щоб підтримати її техніко-економічні показники в номінальному (паспортному) режимі.

Розглянемо основні характеристики парових турбін.

Номінальні початкові параметри пари – номінальний тиск і номінальна температура пари перед стопорним клапаном турбіни.

Температура пари після проміжного перегріву – початкова температура пари перед циліндром середнього тиску.

Температура живильної води після регенеративного підігріву – температура за останнім по ходу води регенеративним підігрівником.

Номінальна температура охолоджувальної води – температура охолоджувальної води на вході в конденсатор, за якій завод-виробник гарантує значення питомої витрати теплоти і витрату пари на турбіну.

Номінальний відбір – найбільша кількість пари відбору за одиницю часу для номінальної потужності турбіни і рівня інших параметрів у межах допуску, обумовленого відповідним стандартом.

Номінальна потужність конденсаційної турбіни – найбільша потужність на клеммах генератора, яку турбіна має довгостроково розвивати за номінальних значень усіх інших основних параметрів і відборах пари на постійні власні потреби енергоустановки.

Номінальна потужність теплофікаційної турбіни і турбіни з протитиском – найбільша потужність на клеммах генератора, яку турбіна має довгостроково розвивати за номінальних значень основних параметрів.

Максимальна потужність конденсаційних турбін (К) – потужність, якої досягають з максимальною витратою пари через стопорні клапани і з відключенням теплових споживачів, передбачених технічними умовами.

Максимальна потужність теплофікаційної турбіни і турбіни з протитиском – найбільша потужність на клеммах генератора, яку турбіна має довгостроково розвивати з витратами пари у визначених

співвідношення тисків у відборах з протитиском і номінальних значеннях інших основних параметрів.

Турбіни мають допускати тривалу роботу з відхиленнями початкових параметрів свіжої пари і температури проміжного перегріву пари від номінальних значень у заданих межах.

Економічність турбін характеризується ККД, що показує, яка частка підведеної теплоти перетворюється на механічну роботу.

Ступінь удосконалення турбіни визначається порівнянням її ККД з ККД ідеальної турбіни, яка не має внутрішньої втрати теплоти на тертя тощо.

1.7 Класифікація потужних енергогенеруючих підприємств

Сукупність установок, які перетворюють хімічну енергію органічного палива на теплову та електричну, мають назву *теплова електрична станція*. Основне призначення електричних станцій – забезпечення електричною енергією підприємств промислового і сільськогосподарського виробництва, комунального господарства і транспорту. Електростанції можуть також забезпечувати підприємства і житлові будинки водяною парою і гарячою водою.

Електростанції, призначені тільки для виробництва електроенергії, називають *конденсаційні*. На них установлюють парові турбіни з глибоким вакуумом. Це пов'язано з тим, що чим нижчий тиск пари на виході з турбіни, тим більша частина теплової енергії робочого тіла (водяної пари) може перетворитися на електричну енергію. Разом із тим основний потік пари конденсується в конденсаторі.

Електростанції, призначені для комбінованого виробництва електричної і теплової енергії, мають назву *теплоелектроцентралі*. На них установлюють парові турбіни з проміжними відборами пари або з протитиском. На таких установках теплоту відпрацьованої пари частково або навіть повністю використовують для теплопостачання, унаслідок чого втрати теплоти з охолоджувальною водою в конденсаторі скорочуються або їх взагалі немає. Однак частка енергії, перетвореної з хімічної на електричну, за тих самих початкових параметрів пари на установках з теплофікаційними турбінами нижча, ніж на установках із конденсаційними турбінами. Зазвичай ТЕЦ будують поблизу споживачів теплової енергії – біля промислових підприємств або житлових масивів.

Якщо для виробництва електроенергії використовують конденсаційні установки, а теплову енергію для теплопостачання

виробляють в окремій котельній установці, тоді таке виробництво електричної і теплової енергії називають роздільне.

Сучасна ТЕС – це складне підприємство, яке містить у собі велику кількість різного устаткування (теплосилового, електричного, електронного тощо) і будівельних конструкцій. Основним устаткуванням ТЕС є котельна і теплосилова установка. За типом теплосилової установки (теплового двигуна) теплові електричні станції бувають: паротурбінні (основний вид електростанцій), газотурбінні і парогазові ТЕС, а також електростанції з двигунами внутрішнього згорання (ДВЗ).

За призначенням ТЕС бувають *районні* (загального користування), які забезпечують усіх споживачів тепловою та електричною енергією в цьому районі місцевості та є самостійними виробничими підприємствами, і *промислові* електростанції, які входять до складу виробничих об'єктів і призначені переважно для їхнього енергопостачання, а також міських й сільських районів, що прилягають до них.

Найпоширеніші в енергетиці паротурбінні електростанції поділяють за рівнем теплової потужності агрегатів: *малої потужності* (з агрегатами до 25 МВт), *середньої потужності* (з агрегатами до 50...100 МВт), *великої потужності* (з агрегатами більше 100 МВт); а також за початковими параметрами водяної пари: *низького* (до 3 МПа), *середнього* (3...5 МПа), *високого* (9...17 МПа) і *понадкритичного тиску* (більше 24 МПа).

Класифікація ТЕС за рівнем потужності і тиску умовна, тому що ці показники мають тенденцію до зростання.

Типові схеми ТЕС

За способом компоновання котлів і парових турбін ТЕС бувають з *поперечними зв'язками* і з *блочним компонованням*.

Принципову теплову схему ТЕС з *поперечними зв'язками* показано на рисунку 1.12. У котли 1 живильну воду подають із загальної магістралі 6, а свіжа пара збирається в загальному головному трубопроводі 5.

У цій схемі всі котли ТЕС з'єднано трубопроводами води і пари. З об'єднаного паропроводу водяну пару подають до всіх працюючих турбін.

У схемах ТЕС з *блочним компонованням* паровий котел з'єднують тільки з однією паровою турбіною і, отже, він становить автономний енергетичний блок.

Для надійності можна встановлювати по два котли на загальну турбину – це так звані дубль-блоки. Разом із тим котли можуть мати як однакові (симетричні дубль-блоки), так і різні поверхні нагріву (несиметричні дубль-блоки).

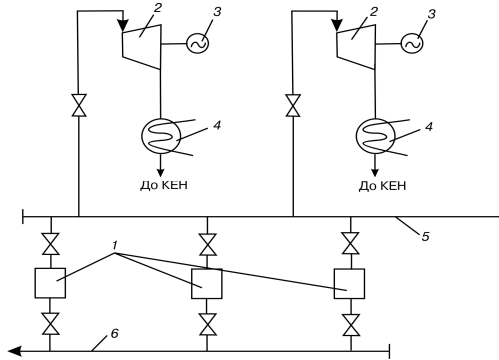


Рисунок 1.12 – Принципова схема ТЕС з поперечними зв'язками:
 1 – котел; 2 – турбіна; 3 – електричний генератор; 4 – конденсатор;
 5 – головний паропровід; 6 – живильна магістраль;
 КЕН – конденсатний електричний насос

У потужних моноблочних установках (300, 500 і 800 МВт) з кожною турбіною працює однокорпусний котел. Через нерівномірність використання електроенергії протягом доби виникає потреба в частих зупинках і наступних пусках енергоблоків. Зупинивши енергоблок і вимкнувши генератор 3 (рис. 1.13) і турбіну 2, надлишок пари, що є в котлі 1, потрібно скидати, минуючи турбіну 2 (через байпас), у конденсатор 4.

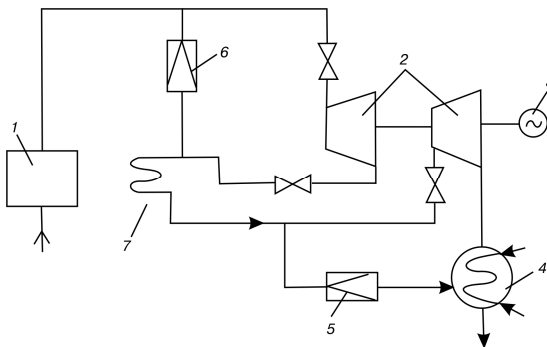


Рисунок 1.13 – Двобайпасна схема енергоблока ТЕС: 1 – котел;
 2 – турбіна; 3 – електричний генератор; 4 – конденсатор; 5 – РОУ
 скидання пари в конденсатор; 6 – РОУ охолодження проміжного
 підігрівника; 7 – проміжний перегрівник.

Якщо в котлі є проміжний перегрівник 7, установлений в зоні високих температур, то байпасується циліндр високого тиску (ЦВТ) турбіни і пару направляють через редуційно-охолоджувальну установку (РОУ) 6 на охолодження проміжного перегрівника. Потім вона надходить у конденсатор 4 через РОУ 5. Енергоблоки з такою схемою байпасування турбіни називають двобайпасними.

Останнім часом поширилася одnobайпасна схема енергоблока. У цій схемі пара, минаючи обидва циліндри турбіни і проміжний перегрівник, безпосередньо скидається в конденсатор.

Технологічна схема теплової електростанції

Сучасна електростанція – це складне підприємство з великою кількістю різних видів устаткування. Послідовність одержання і використання водяної пари і перетворення одних видів енергії на інші можна простежити на прикладі технологічної схеми ТЕС, яка працює на твердому паливі (рис. 1.14).

Паливо (вугілля), яке надходить на ТЕС, вивантажують з вагонів 14 розвантажувальними пристроями 15 і подають крізь дробильне приміщення 12 конвеєрами 16 у бункер сирого палива або до складу 13 резервного палива. Вугілля розмелюють у млинах 22. Вугільний пил через сепаратор 7 і циклон 8 із пилових бункерів 6 разом з гарячим повітрям, що подають вентилятором 20, надходить у топку 21 котла 9. Високотемпературні продукти згорання, які утворюються в топці, рухаючись по газоходах, нагрівають воду в теплообмінниках 10 (поверхні нагріву) котла до стану перегрітої пари. Пара, розширюючись на ступенях турбіни 2, обертає ротор турбіни і з'єднаний з ним ротор електричного генератора 1, у якому збуджується електричний струм. Вироблена електроенергія за допомогою підвищувальних трансформаторів 30 перетворюється на струм високої напруги і передається споживачам. У турбіні пара розширюється і охолоджується. Після турбіни пар надходить до конденсатора 28, у якому підтримують вакуум. Воду в конденсатор подають з природного або штучного джерела 24 циркуляційними насосами 25, розміщеними в насосній станції 23. Отриманий конденсат насосами 32 перекачують через установку знесолювання і підігрівники низького тиску (ПНТ) 31 в деаератор 4. Тут за температури, близької до температури насичення, видаляються розчинені у воді гази, що спричиняють корозію обладнання, і вода підігрівається до температури насичення. Втрати конденсату (витікання через неякісні ущільнення в трубопроводах станції або в лініях споживачів) поновлюють завдяки хімічно очищеній в спеціальних установках 29 води, що додають у деаератор.

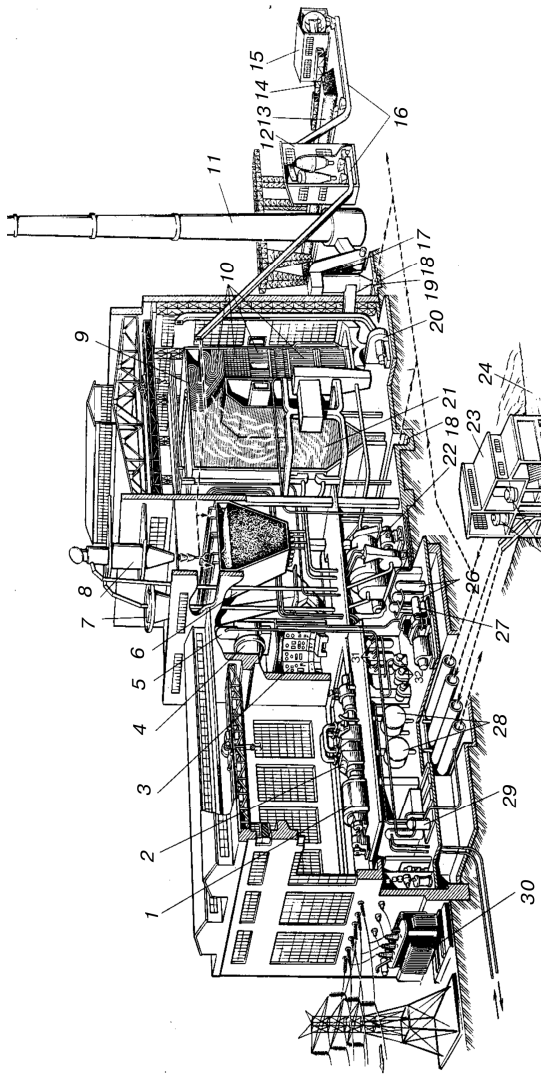


Рисунок 1.14 – Теплова електрична станція: 1 – парова турбіна; 2 – пульта керування; 3 – деаератори; 4 і 5 – димовий бункер; 6 – пилловий бункер; 7 – сепаратор; 8 – циклон; 9 – котел; 10 – поверхні нагрівання (теплообмінники); 11 – димова труба; 12 – дробильне приміщення; 13 – канал; 14 – склад резервного палива; 15 – вагон; 16 – розвантажувальний пристрій; 17 – конвеєр; 18 – димосос; 19 – золоуловлювач; 20 – вентилятор; 21 – топка; 22 – млин; 23 – насосна станція; 24 – джерело води; 25 – циркуляційний насос; 26 – регенеративний підігрівник високого тиску; 27 – живильний насос; 28 – конденсатор; 29 – установка хімічного очищення води; 30 – підвищувальний трансформатор; 31 – регенеративний підігрівник низького тиску; 32 – конденсатний насос

Дегазовану і підігріту воду (живильну воду) подають живильними насосами 27 в регенеративні підігрівники високого тиску (ПВТ) 26, а потім у котел. Цикл перетворення робочого тіла повторюється. Під робочим тілом розуміють пару і воду, яку одержують спеціальною обробкою. Охолоджені в теплообмінниках 10 продукти згорання очищують від золи в золовловлювачах 19 і димососом 17 через димову трубу 11 викидають в атмосферу. Уловлену золу і шлак по каналах 18 гідрозоловиведення направляють на золовідвал. Роботу ТЕС контролюють з пульта керування 3. Підвищення потужності і параметрів (тиску, температури) робочого тіла можливе завдяки застосуванню проміжної перегрітої пари.

Теплоелектроцентралі. МініТЕЦ.

Теплофікація і централізоване теплопостачання

Як показано вище, електричну енергію виробляють на теплових електростанціях, де потенційна енергія водяної пари перетворюється на механічну енергію в паровій турбіні, звідки відпрацьовану пару направляють до конденсатора. Такі електричні станції називають конденсаційні. У цьому разі, щоб забезпечити споживачів теплотою і гарячою водою, потрібне додаткове джерело теплоти – опалювальна котельня.

Разом із цим існують теплофікаційні ТЕС, на яких одночасно виробляють як електричну, так і теплову енергію у вигляді технологічної або побутової пари, яка частково відпрацювала свій енергетичний ресурс у паровій турбіні для виробництва електричної енергії. Такі станції називають теплоелектроцентралі, їх розташовують безпосередньо біля споживачів теплоти: у містах, поряд із великими промисловими центрами і підприємствами тощо. На ТЕЦ для спільного виробництва теплоти й електроенергії встановлюють турбіни з регульованими відборами пари.

На рисунку 1.15 показано принципову теплову схему найпростішої ТЕЦ, яка одночасно забезпечує промислове парове навантаження. Пара, одержувана в котлі 1, надходить у турбіну 2, безпосередньо з'єднану з електричним генератором 3, а потім прямує в конденсатор 4. З проміжного ступеня турбіни при потрібному регульованому тиску пару відбирають у розмірі 10–20 % від загальної кількості і подають споживачам теплоти 7. Частина пари у споживача втрачається, а частина конденсується, і її насосом 8 направляють до живильного бака 6, у який конденсатним насосом 5 подають і конденсат із конденсатора. Для відновлення втрат пари і конденсату до

живильного бака по трубопроводу 10 додають хімічно очищену воду. Живильну воду подають в котел 1 живильним насосом 9.

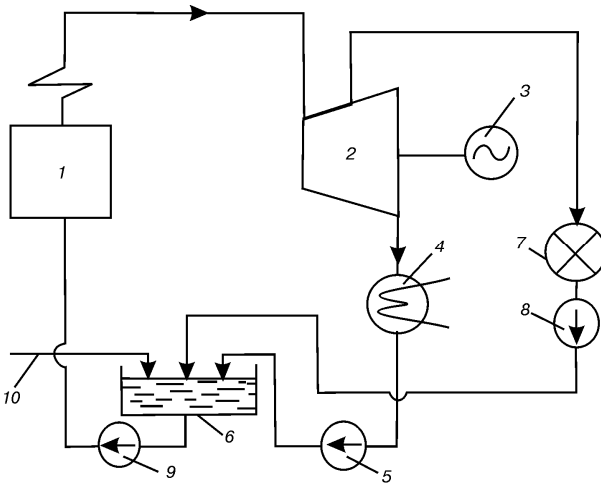


Рисунок 1.15 – Теплова схема найпростішої теплоелектроцентралі:
 1 – котел; 2 – турбіна; 3 – електрогенератор; 4 – конденсатор; 5 – КЕН;
 6 – бак живильної води; 7 – споживач теплоти; 8 – мережевий насос;
 9 – живильний насос; 10 – вода після хімічного водоочищення

У районах, які обслуговують великі теплоелектроцентралі, зазвичай є споживачі тепла, які використовують як пару, так і гарячу воду. У цьому разі на ТЕЦ установлюють турбіни з двома регульованими відборами пари. Один відбір (високого тиску) – для споживачів пари, другий відбір (низького тиску) – для передачі пари у водяні підігрівники.

Щоб забезпечити технологічні процеси окремих підприємств або їхні групи електричною і тепловою енергією, споживання яких може бути нерівномірним у часі, використовують мініТЕЦ. МініТЕЦ за тепловою схемою не відрізняються від енергетичних потужних ТЕЦ. Відмінність полягає у потужності (кількості виробленої електричної та теплової енергії).

Доцільність установки та функціонування мініТЕЦ визначають техніко-економічним розрахунком на стадії проектування порівняно з окремим забезпеченням електричною енергією від уже існуючих КЕС і будівництвом на території підприємства котельної установки, яка буде

забезпечувати теплотою технологічний цикл, опалення, гаряче водопостачання та ін. В останньому випадку докладно розглядають можливість використання вторинних енергоресурсів, утилізація яких після технологічних процесів може зменшити проєктну потужність котельної і навіть мініТЕЦ.

Використання ТЕЦ, мініТЕЦ, а також котелень пов'язане з потребою забезпечити споживачів тепловою енергією у вигляді водяної пари або гарячої води потрібних параметрів.

Постачання до споживача теплоти, віддача її та повернення до джерела теплопостачання конденсату або охолодженої води відбуваються завдяки використанню спеціалізованого обладнання (РОУ, водяні та конденсатні насоси, теплообмінники, теплоізольовані трубопроводи – теплові мережі тощо), яке називають теплофікаційне, а сам процес забезпечення споживача теплотою – теплофікація.

Для великих міст України особливістю теплопостачання є теплофікація завдяки ТЕЦ. Вони забезпечують близько 40 % теплової енергії, споживаної в промисловості та комунальному господарстві для потреб опалення і гарячого водопостачання, і мають безперечну термодинамічну перевагу перед виробництвом енергії на КЕС.

Забезпечення споживачів теплотою тільки завдяки використанню ТЕЦ має назву *централізоване теплопостачання*. Процес централізованого теплопостачання складається з трьох послідовних операцій: підготовка теплоносія потрібних параметрів, транспортування теплоносія до споживача, використання теплоти теплоносія споживачем і повернення залишків теплоносія на ТЕЦ.

Першу операцію виконують на ТЕЦ. Залежно від роду теплоносія системи теплопостачання поділяють на водяні та парові. Перші дістали поширення для теплопостачання сезонних споживачів гарячої води і теплоти на опалення. Парові системи використовують для технологічного теплопостачання до споживачів високотемпературного теплоносія. Практика показала такі переваги водяних систем теплопостачання порівняно з паровими:

- можливість змінити температуру в системі в широкому діапазоні (20...200 °С);
- повніше використання теплоти від ТЕЦ;
- немає втрат конденсату;
- менші втрати теплоти в навколишнє середовище в теплових мережах.

До недоліків водяних систем теплопостачання варто віднести:

- підвищену витрату електроенергії на транспортування води в мережах;

– підвищену втрату теплоносія через розриви та аварії в теплових мережах;

– жорсткий гідравлічний зв'язок між ділянками мережі через високу щільність теплоносія;

– залежність температури води в трубопроводах від якості теплоізоляції.

Другу операцію централізованого теплопостачання – транспортування теплоносія до місця споживання – виконують за допомогою теплових мереж. Зазвичай теплові мережі становлять заглиблені в ґрунт трубопроводи з теплоізоляцією, розміщені в спеціальних каналах (залізобетонних або цегельних) або без них (безканальна прокладка трубопроводів).

Третя операція – використання теплоти теплоносія споживачем – пов'язана з наявністю двох систем: закритою і відкритою.

У *закритих системах* теплопостачання споживач не витрачає теплоносії і не відбирає його з мережі, а використовує тільки для транспортування теплоти і передачі її іншому теплоносію (холодній воді) в теплообмінниках. У *відкритих системах* споживач відбирає теплоносії з теплової мережі частково або цілком.

Закриті системи характеризуються стабільністю якості теплоносія, який надходить до споживача, простотою санітарного контролю установки гарячого водопостачання, а також контролю герметичності системи за допомогою датчиків тиску. Їхні недоліки – складність устаткування й експлуатації теплових пунктів (ТП), можливість корозії труб споживача через використання неаерованої (не очищеної від агресивних розчинених газів) водопровідної води, можливість появи накипу в трубах.

До недоліків відкритих водяних систем належить потреба збільшувати потужність водопідготовчих установок, які розраховують на компенсацію витрат води, яку відбирає споживач із системи. Нестабільність санітарних показників у цьому разі потребує використовувати складні схеми їхнього контролю, а також контролювати герметичність системи.

Теплові мережі, по яких транспортують теплоносії до споживача, закінчуються ТП. Залежно від кількості споживачів розрізняють індивідуальні (місцеві) і центральні (групові) ТП. Перші обслуговують одного або декількох споживачів з однаковими параметрами споживання, центральні – групу споживачів (декілька будинків) або цілий район. Устаткування ТП у кожному конкретному випадку вибирають, щоб повністю задовольнити потреби всіх споживачів у теплоті для системи опалення і для гарячого водопостачання.

Техніко-економічні показники теплової електростанції

Ефективність роботи ТЕС характеризується різними техніко-економічними показниками. Одні з них оцінюють досконалість теплових процесів, наприклад показники теплової економічності, до яких належать ККД агрегатів, цехів і всієї електростанції загалом, а також витрати теплоти і палива на одиницю виробленої енергії. Інші характеризують умови, у яких працює тепла електростанція, наприклад показники режиму, до яких належать: співвідношення конденсаційного і комбінованого виробництва електроенергії, коефіцієнт використання і кількість годин використання встановленої потужності і вартості спорудження електростанції (капітальні витрати). Найбільш важливими і повними показниками роботи ТЕС є *собівартість електроенергії і теплоти*.

Теплова економічність КЕС, яка виробляє тільки електроенергію, характеризується ККД станції, який становлять співвідношення виробленої електроенергії до хімічної енергії (теплоти згорання) витраченого палива:

$$\eta_{\text{КЕС}}^{\text{бр}} = \frac{E_{\text{вир}}}{BQ_{\text{н}}^{\text{р}}} \text{ або } \eta_{\text{КЕС}}^{\text{н}} = \frac{E_{\text{від}}}{BQ_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (1.1) \text{ або } (1.2)$$

де $E_{\text{вир}}$ і $E_{\text{від}}$ – відповідно кількість виробленої та відпущеної електроенергії, кВт·год/рік; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплота згорання палива, кДж/кг; $\eta_{\text{КЕС}}^{\text{бр}}$, $\eta_{\text{КЕС}}^{\text{н}}$ – відповідно ККД бруто і нетто; B – витрата палива, кг/рік.

Різниця $E_{\text{вир}} - E_{\text{від}} = E_{\text{в.п}}$ становлять витрату електроенергії на власні потреби станції.

З виразів (1.1) і (1.2) можна отримати співвідношення, щоб визначити витрати палива на вироблену $B_{\text{вир}}^e$ та відпущену $B_{\text{від}}^e$ електроенергію. Поділивши ці вирази на кількість виробленої енергії $E_{\text{вир}}$ і на кількість відпущеної енергії $E_{\text{від}}$, відповідно отримаємо значення питомих витрат умовного палива на 1 кВт·год виробленої та відпущеної електроенергії:

$$b_{\text{вир}}^e = \frac{0,123}{\eta_{\text{КЕС}}^{\text{бр}}}; b_{\text{від}}^e = \frac{0,123}{\eta_{\text{КЕС}}^{\text{н}}}.$$

Теплову економічність різних КЕС між собою порівнюють за питомою витратою умовного палива на 1 кВт·год виробленої та відпущеної електроенергії, між якими існує така залежність:

$$b_{\text{від}}^e = \frac{b_{\text{вир}}^e \cdot 100}{100 - e_{\text{в.п}}},$$

де $e_{\text{в.п}} = \frac{E_{\text{в.п}}}{E_{\text{вир}}} \cdot 100$ – питома витрата електроенергії на власні потреби КЕС; $E_{\text{в.п}}$ – витрата електроенергії на власні потреби, кВт·год.

На діючій станції показник теплової економічності визначають витратами палива, кількістю виробленої та відпущеної електроенергії.

Економія палива у процесі комбінованого виробництва на ТЕЦ теплової і електричної енергії порівняно з роздільним визначає *економічну ефективність ТЕЦ*, отриману шляхом використання відпрацьованої теплоти паросилового циклу. Щоб обчислити ККД ТЕЦ в цілому, ураховують два питомі ККД, які визначають економічність виробництва електроенергії і теплоти окремо. Основним з них є ККД виробництва електроенергії:

$$\eta_{\text{ТЕЦ}}^e = \frac{E_{\text{вир}}}{B_e Q_H^p}, \quad (1.3)$$

де B_e – витрата палива на виробництво електроенергії.

Другий показник економічності ТЕЦ – ККД виробництва теплоти для зовнішнього теплового споживання:

$$\eta_{\text{ТЕЦ}}^t = \frac{E_{\text{від}}}{B_t Q_H^p}, \quad (1.4)$$

де B_t – витрата палива на виробництво теплоти, яку відпускають споживачеві.

Основною умовою цього методу є тотожність ККД ТЕЦ і ККД (нетто) котельного агрегату (парогенератора) у процесі роздільного виробництва теплоти $\eta_{\text{ТЕЦ}}^t = \eta_{\text{пт}}^h$. Разом із тим всю економію від застосування комбінованого виробництва електроенергії і теплоти відносять до виробництва електроенергії. Таке припущення веде до того, що ККД виробництва електроенергії комбінованим способом досягає 75–80 % замість 35–40 % на сучасних КЕС.

Розрахунок економічності ТЕЦ за цим методом показує, що підвищення $\eta_{\text{ТЕЦ}}^e$ прямо пропорційне підвищенню частки комбінованого вироблення електроенергії. Тому ТЕЦ зацікавлена основну кількість теплоти відпускати споживачам із відборів турбіни при параметрах пари, прийнятних для споживача. Відпуск теплоти через РОУ або від водогрійних котлів бажано звести до мінімуму.

Отже, показник економічності ТЕЦ $\eta_{\text{ТЕЦ}}^e$ стимулює збільшення комбінованого виробництва електроенергії і теплоти.

За такою методикою порівняння теплової економічності ТЕЦ і роздільної установки (КЕС і котельної) зводиться до порівняння їхньої питомої витрати палива ($b_{\text{ТЕЦ}}^e$ і $b_{\text{КЕС}}^e$). Виміряну загальну витрату палива $B_{\text{ТЕЦ}}$ на ТЕЦ розподіляють на виробництво електроенергії B_e і теплоти B_t пропорційно кількості теплоти, витраченої на кожний вид енергії.

Витрати електроенергії і теплоти на власні потреби пов'язані з виробництвом кожного виду енергії. Теплові втрати також

розподіляються пропорційно кількості теплоти, віднесеної на кожний вид енергії (електричної і теплової), і включаються в обумовлені витрати палива B_e і B_T відповідно.

Визначаючи витрати палива на відпущену теплову енергію на ТЕЦ, у розрахунок беруть сумарну величину $Q_{\text{від}} + Q_{\text{від}}^{\text{ВТР}}$, де $Q_{\text{від}}$ – відпущена споживачеві теплова енергія з урахуванням теплоти поверненого конденсату; $Q_{\text{від}}^{\text{ВТР}}$ – сума втрат теплової енергії на ТЕЦ, пов'язаних з втратами:

- у паропроводах відборів турбіни до точок заміру відпущеної теплової енергії у споживача;
- в основних і пікових підігрівниках мережевої води;
- у пароперетворювачах, РОУ та паропроводах, які з ними зв'язані;
- на підготовку і підігрів хімічно очищеної води для поповнення неповерненого конденсату та підживлення теплової мережі;
- у парогенераторах під час продування системи.

Крім того, до B_T включено частку палива, витрачену на виробництво електроенергії, що виконується для роботи мережевих, підживлювальних та конденсатних насосів для відпуску теплової енергії споживачеві.

Витрату палива на виробництво електроенергії B_e можна визначити за формулою:

$$B_e = B_{\text{ТЕЦ}} \left[1 - \frac{Q_{\text{від}} + Q_{\text{від}}^{\text{ВТР}}}{(Q_{\text{пг}}^{\text{бр}} - Q_{\text{пг}}^{\text{в.п}}) \eta_{\text{пг}}} \right] \frac{E_{\text{від}}}{E_{\text{від}} - E_{\text{в.п}}^{\text{T}}}, \quad (1.5)$$

де $Q_{\text{пг}}^{\text{бр}}$ – теплота (брутто), вироблена парогенераторами ТЕЦ; $Q_{\text{пг}}^{\text{в.п}}$ – витрата теплоти на власні потреби парогенераторів; $E_{\text{в.п}}^{\text{T}}$ – сумарні витрати електроенергії на власні потреби, пов'язані з відпуском теплоти споживачеві.

Використовуючи значення B_e , можна визначити питому втрату палива $b_{\text{від}}^e$ на 1 кВт·год відпущеної електроенергії і питомий ККД ТЕЦ $\eta_{\text{ТЕЦ}}^{e(\text{від})}$ на відпущення електроенергії:

$$b_{\text{від}}^e = \frac{B_e}{E_{\text{від}}} \quad \text{та} \quad \eta_{\text{ТЕЦ}}^{e(\text{від})} = \frac{E_{\text{від}}}{B_e Q_{\text{н}}^{\text{P}}}. \quad (1.6) \quad \text{та} \quad (1.7)$$

За відомим значенням $B_T = (B_{\text{ТЕЦ}} - B_e)$ визначають питомий ККД ТЕЦ для виробництва теплоти $\eta_{\text{ТЕЦ}}^{\text{T}}$ і питому витрату палива на відпущену теплову енергію:

$$b_{\text{від}}^{\text{T}} = \frac{B_T}{Q_{\text{від}}}. \quad (1.8)$$

Собівартість відпущеної з ТЕС електричної енергії є важливим техніко-економічним показником. Вона дорівнює відношенню річних витрат $Z_{\text{рік}}$ до річної кількості відпущеної електроенергії $E_{\text{від}}^{\text{рік}}$:

$$s = \frac{Z_{\text{рік}}}{E_{\text{від}}^{\text{рік}}} \quad (1.9)$$

Річні витрати $Z_{\text{рік}}$ складаються з витрат на паливо $Z_{\text{п}}$, на поточні й капітальні ремонти $Z_{\text{к}}$ і витрат на зарплату персоналу $Z_{\text{пер}}$:

$$Z_{\text{рік}} = Z_{\text{п}} + Z_{\text{к}} + Z_{\text{пер}} \quad (1.10)$$

Паливну складову витрат знаходять за формулою:

$$Z_{\text{п}} = B_{\text{рік}} \cdot \Pi_{\text{у.п}}, \quad (1.11)$$

де $B_{\text{рік}}$ – річна витрата палива, кг; $\Pi_{\text{у.п}}$ – ціна 1 кг умовного палива, грн/кг.

Складову витрат на ремонти визначають зі співвідношення:

$$Z_{\text{к}} = p_{\text{к}} \cdot \kappa, \quad (1.12)$$

де $p_{\text{к}}$ – коефіцієнт, що враховує відрахування від капіталовкладень, ($p_{\text{к}} = 0, 1 \dots 0, 11$); κ – розмір капітальних витрат на спорудження КЕС, грн.

Витрати на зарплату персоналові знаходять за формулою:

$$Z_{\text{пер}} = 1,4 \cdot \Pi \cdot c \cdot N_{\text{вст}}, \quad (1.13)$$

де 1,4 – коефіцієнт, що враховує нарахування на зарплату; Π – штатний коефіцієнт, осіб/МВт; c – середня річна зарплата, грн/(осіб·рік); $N_{\text{вст}}$ – встановлена електрична потужність агрегатів, МВт.

Урахувавши співвідношення (1.7) – (1.14) і (1.3), з рівняння (1.9) отримаємо:

$$s = B_{\text{рік}} \cdot \Pi_{\text{у.п}} + \frac{p_{\text{к}} \cdot \kappa + 1,4 \cdot \Pi \cdot c \cdot N_{\text{вст}}}{\tau_{\text{в.в.п}} (1 - \kappa_{\text{в.п}}^{\text{рік}})}, \quad (1.14)$$

де $\kappa_{\text{в.п}}^{\text{рік}}$ – коефіцієнт, що враховує, яку частину виробленої енергії витрачено на власні потреби на рік.

Для техніко-економічного порівняння варіантів ТЕС використовують не собівартість, а питомі розрахункові витрати, що враховують ефективність капіталовкладень, яку визначають за формулою:

$$Z_{\text{к}} = s + \frac{E_{\text{н}} \cdot \kappa}{\tau_{\text{вст}} (1 - \kappa_{\text{в.п}}^{\text{рік}})}, \quad (1.15)$$

де $E_{\text{н}}$ – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень, прийнятий для енергетики рівним 0,12.

Варіант з мінімальним значенням питомих розрахункових витрат (3) є економічно найвигіднішим. Порівнювані варіанти потрібно доводити до однакового енергетичного ефекту (однакові потужності,

рівні кількості відпущеної електроенергії і теплоти, однакові надійності електро- і теплопостачання) [6].

Для розрахунку *собівартості теплової і електричної енергії на ТЕЦ* потрібно розділити річні витрати між цими двома видами продукції. Витрати на паливо поділяють пропорційно розподілу палива на електроенергію і теплоту:

$$З_{\text{п}}^{\text{е}} = B_{\text{е}}^{\text{рік}} \cdot Ц_{\text{п}} \quad \text{та} \quad З_{\text{п}}^{\text{т}} = B_{\text{т}}^{\text{рік}} \cdot Ц_{\text{п}} \quad (1.16) \quad \text{та} \quad (1.17)$$

Витрати машинного залу та електроцеху (45 % амортизаційних витрат і 35 % витрат на персонал) цілком відносять на виробництво електроенергії. Загальностанційні питомі витрати (5 % амортизаційних відрахувань, 30 % витрат на зарплату) розподіляють між тепло- і електроенергією пропорційно витратам цехів:

$$S_{\text{е.від}} = \frac{З_{\text{п}}^{\text{е}}}{E_{\text{від}}^{\text{рік}}} \quad \text{та} \quad S_{\text{т.від}} = \frac{З_{\text{п}}^{\text{т}}}{Q_{\text{від}}^{\text{рік}}} \quad (1.18) \quad \text{та} \quad (1.19)$$

Техніко-економічні показники ТЕС залежать від таких показників надійності устаткування.

1. Коефіцієнт готовності за часом:

$$K_{\text{гот}} = \frac{\tau_{\text{роб}}}{\tau_{\text{роб}} + \tau_{\text{ав}}}, \quad (1.20)$$

де $\tau_{\text{роб}}$ – термін справної роботи, год; $\tau_{\text{ав}}$ – термін аварійного стану, год. Реально $K_{\text{гот}}$ для парогенераторів становить 0,95...0,97, для парових турбін 0,96...0,98.

2. Коефіцієнт технічного використання за часом

$$K_{\text{т.в}} = \frac{\tau_{\text{роб}}}{\tau_{\text{роб}} + \tau_{\text{ав}} + \tau_{\text{рем}}}, \quad (1.21)$$

де $\tau_{\text{рем}}$ – термін планових ремонтів, год. Реально $K_{\text{т.в}}$ приблизно становить 0,85...0,9.

1.8 Енергетичні установки в системах енергопостачання

Основні типи електричних станцій. Залежно від виду первинної енергії розрізняють ТЕС, ГЕС, АЕС та ін. Як було відзначено раніше, до ТЕС належать конденсаційні електростанції (КЕС) і теплофікаційні або теплоелектроцентралі (ТЕЦ). На КЕС використовують органічне паливо, на базі якого виробляють електричну енергію. ТЕЦ також працюють на органічному паливі, але на відміну від КЕС виробляють як електричну, так і теплову енергію у вигляді гарячої води і пари для промислових потреб та теплофікаційних цілей. Атомні електростанції,

переважно конденсаційного типу, використовують енергію ядерного палива. У ТЕЦ, КЕС і державних районних електростанціях (ДРЕС) потенційна хімічна енергія органічного палива (вугілля, нафти або газу) перетворюється на теплову енергію водяної пари, яка, зі свого боку, перетворюється на електричну. Саме так виробляють ~80 % одержуваної в світі енергії. Варто зазначити, що сучасна атомна і, можливо, майбутня термоядерна електростанції також становлять теплові станції. Відмінність полягає в тому, що топка парового котла (генератора теплової енергії у вигляді водяної пари відповідних параметрів) замінюється на ядерний або термоядерний реактор.

Гідравлічні електростанції, на відміну від ТЕС і АЕС, використовують відновлювану первинну енергію у вигляді гідравлічного напору потоку води, який перетворюється на механічну енергію в гідравлічній турбіні і на електричну – в електрогенераторі.

Теплові, гідроелектричні та атомні станції – основні енергогенерувальні джерела, розвиток і стан яких визначають рівень і можливості сучасної світової енергетики й енергетики України зокрема. Електростанції зазначених типів називають також турбінними.

Однією з основних характеристик електростанцій є встановлена потужність, що дорівнює сумі номінальних потужностей електрогенераторів і теплофікаційного обладнання. *Номінальна потужність* – це найбільша потужність, за якої обладнання може працювати тривалий час відповідно до технічних умов.

З усіх видів виробництва енергії найбільш розвинена теплоенергетика – енергетика парових турбін на органічному паливі. Питомі капіталовкладення на будівництво ТЕС істотно нижчі, ніж для ГЕС і АЕС. Значно коротший і термін будівництва ТЕС. Що стосується собівартості виробленої електроенергії, то вона найнижча для гідроелектричних станцій. Вартість виробництва електроенергії на ТЕС і АЕС різниться не дуже істотно, але все-таки нижча на АЕС. Проте ці показники не є визначальними для вибору того або іншого типу електростанції. Багато залежить від місця знаходження станції. ГЕС будують на річці; ТЕС розміщують зазвичай неподалік від місця видобутку палива або району великої концентрації споживання енергії. ТЕЦ бажано мати поряд зі споживачами теплової енергії. АЕС не можна будувати поблизу населених пунктів. Отже, вибір типу станції багато в чому залежить від їхнього призначення і передбачуваного розміщення.

З урахуванням специфіки розміщення ТЕС, ГЕС і АЕС визначають не тільки розміщення електростанцій, але й умови майбутньої експлуатації цих енергетичних об'єктів: положення станції щодо центрів споживання, що особливо важливо для ТЕЦ; основний

вид енергоресурсу, на якому буде працювати станція, і умови його надходження на станцію; умови водопостачання станції, які набувають особливого значення для КЕС і АЕС. Суттєвим моментом є близькість станції до залізничних та інших транспортних магістралей, до населених пунктів. В останні десятиліття на собівартість виробництва енергії, на вибір типу електростанції і її розміщення значно впливають екологічні проблеми, пов'язані з одержанням і використанням енергоресурсів.

Глобальні проблеми навколишнього середовища особливо загострилися наприкінці 80-х рр. XX ст. після встановлення фактів руйнування озонового шару, збільшення концентрації вуглекислого та інших шкідливих газів в атмосфері. Відповідно до «Міжнародного огляду ринку енергосистем», підготовленого американськими експертами, до 2015 р. обсяги викидів CO₂ досягнуть 9 700 млн т, що на 61 % більше, ніж у 1990 р. Дві третини цих викидів припадає на країни, енергетика яких залежить переважно від вугілля.

Про значне техногенне навантаження на територію України свідчать дані щодо рівнів викидів у докризовому 1989 р.: пилу – 2 млн т, SO₂ – 3,1 млн т, CO₂ – 3,7 млн т, CO – 0,8 млн т. Після аварії на Чорнобильській АЕС радіонуклідами забруднено 4,6 млн га орних земель, вилучено із землекористування 119 тис. га. Тільки радіоактивне забруднення Цезієм-137 становить: 34 000 км² – 1...5 Кі на 1 км²; 1 960 км² – 5...15; 820 км² – 15...40; 640 км² – понад 40 Кі на 1 км².

Отже, у низці регіонів України масштаби забруднення навколишнього середовища досягли критичного рівня. Головні забруднювачі атмосфери – енергетика, металургія і транспорт. Зі зростанням енерговиробництва й енергоспоживання забруднення атмосфери перетворюється на важливу техніко-економічну і соціальну проблему.

Потенціал електроенергетики України складають 44 потужних ТЕС, 7 ГЕС і 5 АЕС (табл. 1.7).

Таблиця 1.7 – Розподіл виробництва електроенергії між об'єктами Мінпаливенерго України

Тип електро- станції	Встановлена потужність		Виробництво електричної енергії							
	млн кВт	%	2000 р.		2005 р.		2010 р.		2015 р.	
			млрд кВт·год	%	млрд кВт·год	%	млрд кВт·год	%	млрд кВт·год	%
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ТЕС+ТЕЦ	31,5	57,5	80,8	48,04	75,52	40,8	86,01	45,84	55,47	35,2
ГЕС+ГАЕС	5,5	12,4	11,4	6,67	12,31	6,6	9,4	5,0	6,8	4,3

Продовження таблиці 1.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
АЕС	13,1	29,6	77,3	45,29	88,76	47,9	84,0	44,78	87,63	55,6
Блок-станції та інші джерела	2,5	0,5	-	-	8,64	4,7	8,2	4,38	6,18	3,9
Альтернативні джерела електроенергії (ВЕС, СЕС, біомаса)	-	-	-	-	-	-	-	-	1,59	1,0
Усього	52,6	100	169,5	100	185,23	100	187,61	100	157,67	100

Головну роль відіграють теплові електростанції, обладнані переважно блоками 150, 200, 300 і 800 МВт. Найбільш великі теплові електростанції України: Углегорська (3 600 МВт), Запорізька (3 600 МВт), Криворізька (2 820 МВт), Бурштинська (2 300 МВт), Зміївська (2 150 МВт), Ладиженська, Трипільська (1 800 МВт). Усі вони, як і багато інших ТЕС, знаходяться в основних промислових регіонах України.

ТЕС працює завдяки використанню трьох видів природних ресурсів: палива, води і повітря. Перше місце серед них за вартістю посідає паливо.

Конденсаційна електростанція потужністю 2,5 млн кВт спалює за рік майже 6 млн т антрацитового штибу або приблизно 12 млн т бурого вугілля. Для перевезення 6 млн т вугілля в рік потрібно щодоби 300 вагонів. Транспортні витрати зростають пропорційно відстані від місця видобутку до ТЕС. Для потужності електростанції 4 млн кВт транспорт високоякісного палива не вигідний вже на відстань понад 400 км, а низькокалорійного – понад 100 км. Рациональнішим є розміщення станції поблизу місця видобутку палива, а електроенергію подавати по лініях електропередач. Крім того, на охолодження відпрацьованого тепла і конденсату цієї електростанції витрачають 90 м³/с води. Площа дзеркала ставка-охолоджувача, який забезпечує подачу й охолодження такої кількості води, має бути не менше 2 500 га. Використання градирень для охолодження води знижує термічний ККД станції. Тому великі ТЕС будують у місцях, близьких до родовищ палива, де можливо створити ставок-охолоджувач або використати воду річок.

Отже, можна відзначити чітку тенденцію «осередкового» розміщення великих теплових електростанцій України: смугою від Дону до Дністра (Слов'янська, Зміївська, Придніпровська, Запорізька,

Криворізька та ін.). Експлуатовані в Україні енергетичні установки й устаткування, що працюють на органічному паливі, практично вже давно виробили свій ресурс (їх експлуатують 20 і більше років), катастрофічно «старіють» і потребують заміни чи модернізації. Водночас в останні роки не очікують введення нових потужностей. У результаті погіршуються умови експлуатації теплових електростанцій, знижується ККД виробництва електричної і теплової енергії, швидко зношується устаткування, збільшується кількість викидів в атмосферу високотоксичних речовин, розширюються території, відчужені під золошлакові відходи (тільки на Зміївській ГРЕС щорічно скидають 800 тис. т золошлакових відходів і 300 т золи на добу в атмосферу).

Атомні електростанції є однією з альтернативних ланок енергетичної галузі України. На сьогодні це єдина ланка енергетики України, яка працює достатньо стабільно і вносить більше за 45 % електроенергії в загальний енергетичний баланс. Україна має власні запаси ядерного палива, хоча проблеми його підготування також потребують часу і засобів. Отже, власний розвиток атомної енергетики – реальний шлях енергетичної незалежності.

Атомні електростанції характеризуються потужнішими энергоагрегатами і відповідно більшою загальною потужністю, ніж теплові електростанції. В Україні є п'ять АЕС: Запорізька – потужністю 6 000 МВт, Південно-Українська – 3 000 МВт, Рівненська – 2 880 МВт, Хмельницька – 2 000 МВт. Чорнобильську АЕС (1 000 МВт) зупинено 2000 р. після аварії 1986 р. Їх оснащено переважно паротурбінними блоками 1 000 МВт і реакторами ВВЕР. Їхня сумарна встановлена потужність становить 24 % від загальної потужності електростанцій України. Однак саме вони виробляють майже 45 % усієї електроенергії країни.

Отже, АЕС відіграють в енергетиці України значну роль. Їхня експлуатація пов'язана з цілою низкою проблем і передусім із захороненням радіоактивних відходів.

Якщо для ТЕС потужністю 4 млн кВт потрібна площа ставків-охолоджувачів 4 000 га, то для АЕС – до 6 000 га. Існують й інші способи відведення теплоти на електростанціях, наприклад, завдяки використанню проточної води річок, застосування градирень. Але перший з них на території України практично цілком вичерпано, а другий не дозволяє одержати максимальний ККД станції. До того ж тепловий потік від градирень щільніший, ніж від ставків-охолоджувачів. Питоме тепловиділення у процесі використання ставків-охолоджувачів становить близько 1 кВт на кожний квадратний метр охолоджувача. Наскільки велика ця цифра, можна оцінити на

прикладі сонячного випромінювання, тепловий питомий потік якого становить $0,14 \text{ кВт/м}^2$.

Серйозний вплив електроенергетики на навколишнє середовище виявляється в регіональних змінах кліматичних умов у зв'язку з концентрацією великих об'ємів теплових викидів на порівняно малих площах. Наприклад, теплові викиди ТЕС, що працює на органічному паливі, еквівалентні майже полуторній тепловій потужності. Станція потужністю 4 млн кВт виділяє в навколишнє середовище 6 млн кДж/с теплової енергії. АЕС має ще більші теплові викиди: за тієї самої потужності в 4 млн кВт втрати становлять 9,2 млн кДж/с теплової енергії, тобто в півтора рази більше, ніж для ТЕС. Теплові потоки великих електростанцій, розміщених в Україні порівняно щільно, можуть об'єднуватися і створювати так звані «острови теплоти» з відповідними змінами мікроклімату.

Гідравлічні електростанції забезпечують не тільки виробництво та акумулювання електроенергії, але завдяки наявності водоймища дозволяють вирішувати низку інших важливих народногосподарських завдань, пов'язаних із судноплавством, водопостачанням, зрошенням сільгоспу, розвитком рибного господарства і рекреацією земель.

Прикладом такого комплексного вирішення народногосподарських завдань слугує каскад ГЕС на Дніпрі. Із загальної встановленої потужності ГЕС і ГАЕС України (4,7 млн кВт) більше 3,8 млн кВт припадає на частку шести ГЕС цього каскаду: Київську – потужністю 361,2 МВт, Канівську – 444 МВт, Кременчуцьку – 625 МВт, Дніпродзержинську – 352 МВт, Дніпровську – 1 532 МВт і Каховську – 351 МВт. Поряд із Київською ГЕС споруджено ГАЕС, яка забезпечує зняття пікових навантажень переважно для Києва в ранкові і вечірні години, коли потреба в електроенергії різко зростає. Потужність Київської ГАЕС – 235,5 МВт. На р. Дністер неподалік від м. Могилів-Подільський споруджено Дністровську ГЕС потужністю 702 МВт, у Закарпатській області – Теренія-Рикську ГЕС потужністю 27 МВт.

1.9 Галузь малої енергетики

Зазначені обставини виводять на перший план вирішення задач енергозбереження не тільки при виробництві та споживанні електричної та теплової енергії, а й утилізації енергії малого потенціалу, часто безповоротно втрачається на різних промислових підприємствах і об'єктах «малої» енергетики. Відомо, що «мала»

енергетика, до якої відносяться промислові ТЕЦ, котельне обладнання комунальної енергетики, промислові печі, побутові енергоустановки та ін., споживає більше за 60 % всього палива ПЕК України.

До малої енергетики України відносять промислові ТЕЦ (ПТЕЦ) і котельні, усе устаткування комунальної енергетики, районні котельні, промислові печі, побутові енергоустановки різної потужності, автономні теплоцентралі. Для них передусім характерний низький рівень економічності, надійності і безпеки, зокрема й екологічної. Мала енергетика споживає більше за 60 % усього палива ПЕК України. Об'єми споживання газоподібного, рідкого і твердого палива становлять (в умовному паливі) відповідно 49, 20 і 31 %.

В Україні нараховують більше 2,0 млн одиниць паливоспалювальних установок, які належать до малої енергетики. Значна їхня частина (більше 1,5 млн) – котли тепловою потужністю до 0,1 МВт.

Особливу групу устаткування малої енергетики складають промислові ТЕЦ (243 одиниці загальною потужністю 3 100 МВт). Загальне вироблення електроенергії промисловими ТЕЦ 1995 р. становило 5,7 млн кВт·год, а теплової енергії – 43,3 млн Гкал. Разом із тим витрачено 11,3 млн т у. п., зокрема 7,5 млрд м³ газу, 1,7 млн т рідкого палива (переважно паливного мазуту) і 0,4 млн т вугілля. Техніко-економічні показники більшості зазначених ПТЕЦ дуже низькі, а негативний вплив на екологію дуже значний (з досвіду відомо, що наразі частка ПТЕЦ становить значно менше, але інформація є недоступною).

Найбільшими споживачами палива є також промислово-виробничі і опалювальні котельні, з яких 1 750 мають установлену одиничну невелику потужність близько 20 Гкал/год.

Отже, на потреби потужностей енергогенерувальних систем тепlopостачання малої енергетики витрачають ПЕР більше, ніж на будь-яку іншу галузь народного господарства. Ефективність використання палива й екологічні показники цих систем тепlopостачання не завжди відповідають сучасним вимогам науково-технічного прогресу. Є велика кількість низькоефективних котельних і автономних теплогенераторів, які спалюють найдефіцитніші види палива – газ, мазут (до 60 % від загальної кількості палива, що споживає весь ПЕК). Середня питома витрата умовного палива на виробництво теплової енергії дуже висока (43,5 кг у. п./ГДж або 181,9 кг у. п./Гкал) і відповідає середньому ККД не більше 75 %. Здебільшого теплові ККД дрібних котелень та індивідуальних джерел у 1,5–2,0 рази нижчі за технічно припустимий рівень. Ці джерела

виробництва теплоти є не тільки значними споживачами ПЕР, але й джерелами забруднення навколишнього середовища, вони збільшують екологічне навантаження на міста і населені пункти.

В економічному й екологічному відношенні найдосконаліші теплоелектроцентралі і великі районні котельні. Однак їхнє використання економічно виправдане тільки за наявності великих централізованих споживачів. Потреба в розгалужених і дорогих теплових мережах помітно знижує ефективність ТЕЦ і масштаби їхнього використання.

Важливою складовою малої енергетики є підприємства відновлювальних джерел енергетики, на їхніх особливостях зупинимось далі.

Розвиток енергетичних вузлів на промислових підприємствах різного профілю (металургії, вуглевидобутку та ін.), що використовують теплову енергію і технологічну пару, розвиток теплозабезпечення міст, реалізація політики енергозбереження, потребують вирішення складних проблем реанімації та заміщення енергообладнання. У цих умовах найбільш радикальним і прийнятним для економіки України є впровадження когенераційних технологій, що можна вважати одним з найбільш результативних та перспективних шляхів підвищення ефективності використання палива на стадії вироблення енергії.

Широке впровадження когенераційних технологій в енергетиці можливе при децентралізації генеруючих потужностей: об'єктами їхнього впровадження можуть бути енергетичні установки середньої та малої потужності, які обслуговують відокремлені підприємства промисловості, комунального господарства, технологічні й транспортні комплекси.

Розгалужена система котельних і теплотрас для централізованого теплопостачання та гарячого водопостачання, що історично склалася в Україні, є ідеальною базою для використання когенераційних технологій. Підприємства системи «Теплокомуненерго», енерговузли промислових підприємств можуть стати виробниками електроенергії, обсяги виробництва якої в змозі забезпечувати власні потреби підприємства, за використання резервних потужностей здійснювати поставки до зовнішніх споживачів (у піковому режимі або в період надзвичайної ситуації), а також роботу в базово-піковому режимі. В останньому випадку підприємство набуває статусу ТЕЦ, хоча основним його завданням є вироблення теплової енергії або промислової пари для комунальних об'єктів і підприємств.

Для енергозабезпечення комунальних та промислових об'єктів потрібні когенераційні енергоустановки електричною потужністю від 0,5 МВт до 12 МВт, а в деяких випадках і більше. Можна запропонувати два основних шляхи реалізації цього завдання:

- використання дизель-генераторів і газотурбо-генераторів з утилізатором теплоти відхідних газів;

- установлення на існуючих енерговузлах підприємств парових протитискових турбін малої потужності для заміни процесу дроселювання пари на процес зниження тиску пари в турбіні з виробленням додаткової електроенергії.

Обмеженість запасів традиційного органічного палива (вугілля, сланців, газу, дров, нафтопродуктів) та збільшення його вартості вимагають підвищення ефективності виробництва, зниження вимогання енергії, розвитку альтернативних джерел отримання енергії. Разом із тим відновлювальні джерела енергії (ВДЕ), порівняно з традиційними, є більш дорогими і, наразі, економічно не виправдовують витрати споживачів. Тому найбільш актуальною в короткостроковому і середньостроковому періодах є завдання підвищення ефективності використання традиційного природного палива при отриманні теплової та електричної енергії.

Підвищення вартості теплової та електричної енергії призводить до збільшення питомих витрат на одиницю продукції, що випускається промисловими підприємствами, отже, до зниження її конкурентоспроможності. Причина цього – застосування малоефективних енерговитратних технологій як при виробництві енергоносіїв, так і при їх споживанні, зокрема, в теплоенергетиці. У всьому світі прогрес в теплоенергетиці пов'язують з вирішенням завдань щодо підвищення ефективності, екологічності, зниження матеріало- і капіталомісткості, підвищення надійності та експлуатаційних властивостей енергетичних установок теплових електростанцій.

Сьогодні ринок тепло- та електроенергетики сформований у вигляді цілісної економічної системи, елементами якої є підприємства-виробники, підприємства, що транспортують енергію, і її споживачі. В умовах ринкової економіки державне регулювання ринку електроенергії зазвичай обмежено формуванням нормативного забезпечення, що охоплює норми монопольного і антимонопольного законодавства, а також контроль над виконанням цих норм, оскільки в Україні ціноутворення в електроенергетиці регулюється державою.

Ефективне використання паливних та енергетичних ресурсів не може залежати тільки від окремих учасників цього ринку, а залежить

від їхніх сукупних зв'язків і відносин в єдиній системі. Наприклад, скорочення витрат виробництва теплової та електричної енергії, зокрема шляхом зменшення споживання палива і модернізації основних фондів, може відбуватися тільки в разі мотивації виробників. У той же час в умовах державного стримування тарифів і розрахунку за витратним методом неможлива ефективна мотивація виробників для досягнення цієї мети.

Енергетика України, що представлена централізованим енергопостачанням, є природною монополією. Саме цим пояснюється державна участь у регулюванні тарифів на теплову та електричну енергію. Разом із тим зарубіжний досвід показує, що навіть у такій сфері можна підвищувати ефективність всієї економічної системи шляхом розвитку конкуренції. Саме тому в багатьох країнах широко застосовується технологія децентралізованого енергопостачання, що змушує централізованих постачальників боротися за споживачів і вже на гнучких ринкових умовах домовлятися з ними, підвищуючи якість своєї пропозиції.

Організації, що транспортують теплову та електричну енергію, в умовах гнучкого попиту споживачів також змушені брати участь у формуванні рівноважної ціни на теплову і електричну енергію шляхом зниження вартості своїх послуг і підвищення ефективності, зокрема шляхом зменшення втрат у мережах. Зарубіжний досвід свідчить про підвищення ефективності всієї економічної системи навіть в умовах гнучкого ціноутворення на енергоресурси. Таким чином, питання енергоефективності та впровадження відповідних енергоощадних технологій в енергетиці залежить від усіх учасників ринку.

Розвиток промисловості спричиняє значне зростання споживання і вартості ПЕР. Одночасно проглядається тенденція виникнення дефіциту енергоресурсів, передусім, природного газу.

Однією з основних причин низького рівня ефективності використання ПЕР є все ще існуюча думка про незначну частку енергетичних витрат у собівартості продукції, уявлення про доступність і дешевизну енергоресурсів. У той час як у низці галузей їхня частка становить від 15 % до 40 % собівартості продукції (без урахування вартості сировини і матеріалів), а в окремих випадках досягає 75 % і більше. Реальна ж величина залежить від типів підприємств і характеру режимів їхньої роботи.

Зниження конкурентоспроможності вітчизняної продукції, насамперед, пов'язане з постійним подорожчанням енергоносіїв і застарілим підходом до управління процесом використання ПЕР у промисловості. У зв'язку з цим на багатьох підприємствах, як і раніше, не проводиться серйозної роботи зі зниження енергоемності продукції,

що випускається. Крім того, посилення робиться на об'єктивні економічні обставини: застаріле технологічне обладнання, низький ступінь забезпеченості підприємств сучасними технічними засобами обліку використання енергоносіїв і т. п.

На ефективності використання ПЕР негативно позначається відсутність стратегічних планів реструктуризації виробництв і належного адміністративно-економічного порядку в енергоспоживачах підприємств, а також недостатня, а найчастіше, повна відсутність як комплексної системи нормативного забезпечення ефективного їхнього використання, так і стратегії роботи підприємства в поточних умовах.

Серйозною перешкодою стають стійкі психологічні стереотипи невіри в ефективність і доцільність енергозбереження, особливо на робочих місцях. У працівників підприємств відсутня економічна зацікавленість у раціональному використанні ПЕР.

Якщо говорити про особливості енергозбереження в Україні, то варто зазначити, що тривалий час економічна політика України була орієнтована на переважний розвиток енергоємних галузей промисловості: металургійної, хімічної та машинобудівного комплексу. Наявність застарілого, технічно зношеного обладнання, орієнтація на дешеві зовнішні паливно-енергетичні ресурси призвели до нераціонального використання в Україні первинних енергоресурсів і електричної енергії.

Однією з головних причин надмірного енергоспоживання є деформована структура української економіки. Зокрема, відсутність необхідної електроенергії, що виробляється, призводить до економічних втрат, які, за оцінками фахівців, можуть перевищувати вартість самої недоотриманої електроенергії більш ніж у 200 разів. І хоча на сьогодні на ТЕС України є надлишкові електрогенерувальні потужності, великий ступінь їхнього зносу в найближчому майбутньому може істотно змінити співвідношення генерувальної електроенергії з її споживанням. Ситуація ускладнюється низьким рівнем використання енергетичних ресурсів у промисловості і практичною відсутністю впровадження ефективних енергоощадних заходів. Енергоємність продукції, що випускається в Україні, як зазначалося, у 2–6 разів перевищує енергоємність аналогічної продукції передових країн світу.

Таким чином, проблеми енергозабезпечення країни лежать у площині зниження енергетичних витрат у промисловості, тобто економічного споживання енергоресурсів і підвищення ефективності їхнього використання на всіх стадіях їхнього виробництва та споживання. У той же час сформовані економічні умови в Україні не містять поки що реальних передумов забезпечення стійкого зниження енергоємності промислової продукції. Тому питання раціонального використання та

економії енергетичних ресурсів на промислових підприємствах стратегічно важливі та повинні забезпечуватися комплексом заходів, спрямованих на скорочення витрат ресурсів і, насамперед, питомої витрати енергії.

Реалізація конкретних виробничих процесів вимагає використання різного обладнання (рис. 1.16), ефективність якого залежно від рівня температури змінюється від 20 % до 70 %. ККД технологічних процесів можна підвищити шляхом поліпшення використання палива на кожній стадії виробництва продукції, застосовуючи спеціальні пристрої для використання енергії вторинних енергоресурсів (ВЕР).

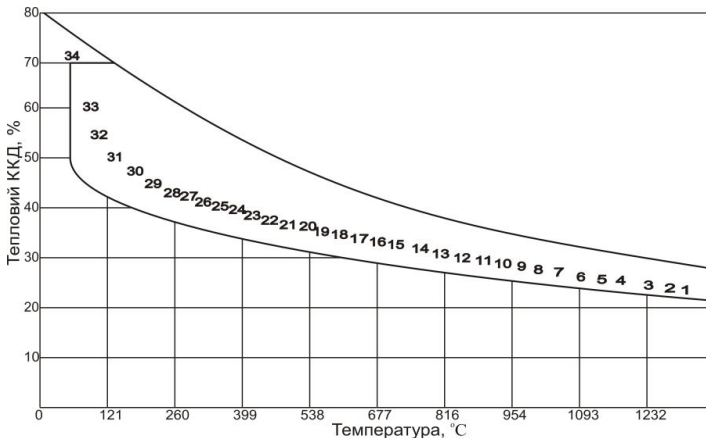


Рисунок 1.16 – Тепловий ККД для різних промислових процесів:

- 1 – кування і штампування; 2 – мідеплавильні печі; 3 – плавка латуні; 4 – гарт високоміцної сталі; 5 – печі для нагрівання заготовок; 6 – печі для фьюмінгування цинку; 7 – печі для спалювання сміття; 8 – цементація; 9 – мартенівські печі, що працюють з вдуванням кисню; 10 – нормалізація; 11 – емальювання скловидними емальями; 12 – зняття напружень; 13 – окислення аміаку; 14 – відпал; 15 – плавка алюмінію; 16 – відпал цементного клінкеру; 17 – мартенівські печі, що працюють на повітряному дутті; 18 – вихлоп дизельного двигуна; 19 – нафтохімічний синтез; 20 – цинкування; 21 – вихлоп газових турбін; 22 – термічна обробка алюмінію і магнію; 23 – відпал цементного клінкеру (мокрый процес); 24 – нагрівання алюмінію під прокачування; 25 – лудіння; 26 – сушіння стрижнів; 27 – відпуск; 28 – дисперсне твердіння алюмінію і магнію; 29 – гаряче сушіння ізоляційних лаків; 30 – затвердіння пластмас; 31 – вулканізація гуми; 32 – виробництво хімічних продуктів; 33 – підігрів води; 34 – побутові прилади

Економія палива шляхом використання ВЕР в останні роки перетворилася в актуальну проблему і є загальнодержавним завданням.

Одним із ефективних напрямків утилізації теплоти ВЕР було виробництво електричної і теплової енергії для власних потреб підприємств. Варто зазначити, що більшість підприємств металургійної, хімічної, нафтохімічної та інших галузей промисловості є енергоємними виробництвами і, одночасно, характеризуються наявністю великої кількості невикористовуваних ВЕР у вигляді пари, гарячої води, факельних скидів, гарячих газів і т. п.

Під час вирішення завдань енергозбереження можна сформулювати кілька основних напрямків:

1. *Енергозбереження в теплоенергетиці:* охоплює вирішення завдань енергетичної оптимізації під час виробництва, передачі або заощадження електричної та теплової енергії, інтенсифікації процесів теплопередачі, розробки методик розрахунку техніко-економічних показників (ТЕП) використання нових і модернізації існуючих паротурбінних і газотурбінних установок. Реалізація останнього завдання повинна проводитися на базі сучасних технологічних, енергетичних, науково-методичних і організаційних заходів.

2. *Енергозбереження в виробничих та опалювальних парових котельнях:* ґрунтується на створенні раціональних теплових схем котельень із застосуванням паро- і газотурбінних установок для економії енергоресурсів під час їхньої роботи.

3. *Енергозбереження шляхом використання вторинних енергоресурсів:* вимагає використання горючих, теплових і ВЕР надлишкового тиску, які здатні передати іншому теплоносієві (робочому тілу) частину накопиченої потенційної енергії перед скиданням до навколишнього середовища.

Отже, виконаний аналіз стану і тенденцій розвитку світової та «великої» базової енергетики України дозволяє виділити основні шляхи її вдосконалення, викладені, зокрема, в «Енергетичній стратегії розвитку України до 2035 року». Разом із тим, як видно з поданих матеріалів, значні резерви містяться в «малій» енергетиці, що є головним споживачем ПЕР.

Контрольні запитання

1. Етапи освоєння енергії людством.
2. Основні складові ПЕК
3. Загальна характеристика паливно-переробної галузі ПЕК.
4. Структура споживання ПЕР і їхній зв'язок із добробутом суспільства.

5. Загальні характеристики впливу енергетики на навколишнє середовище.
6. Характеристика основних систем виробництва енергії.
7. Головні поняття і визначення для енергетики та енергопостачання.
8. Характеристика і принцип роботи ПТУ.
9. Характеристика і принцип роботи ГТУ.
10. Особливості роботи установок.
11. Типи паротурбінних і комбінованих установок.
12. Загальна схема і термодинамічний цикл ПТУ.
13. Класифікація, параметри і типові цикли паротурбінних установок.
14. Схеми і термодинамічні цикли газотурбінних установок.
15. Особливості парогазових і газопарових установок.
16. Технічні показники паротурбінних установок.
17. Призначення й основні типи ТЕС.
18. Типові схеми ТЕС.
19. Особливості технологічної схеми ТЕС, що працює на твердому паливі.
20. Особливості конденсаційних і теплофікаційних ТЕС.
21. Міні-ТЕЦ. Теплофікація і централізоване тепlopостачання.
22. Коефіцієнт використання встановленої потужності і кількості годин використання встановленої потужності.
23. Базові та пікові енергоустановки.
24. Техніко-економічні показники ТЕС.
25. Питомі капітальні витрати і показники собівартості виробітку електричної і теплової енергії.
26. Види паливно-енергетичних ресурсів.
27. Характеристика джерел енергії традиційної енергетики.
28. Загальна характеристика малої енергетики.

2 ВТОРИННІ ЕНЕРГЕТИЧНІ РЕСУРСИ ТА ЇХНІЙ ПОТЕНЦІАЛ

2.1 Класифікація, ефективність та напрям використання вторинних енергетичних ресурсів

Вторинні енергетичні ресурси (ВЕР) становлять енергетичний потенціал продукції, побічних і проміжних продуктів, що утворюються в технологічних агрегатах (установках) і втрачаються в самому агрегаті, але можуть частково або цілком використовуватись для енергопостачання. Рациональне використання ВЕР – один з найбільших резервів зниження паливо- та енергоємності промислової продукції.

ВЕР можна використати безпосередньо без зміни виду енергоносія (для задоволення потреби в тепловій енергії і паливі) або зі зміною виду енергоносія виробленням теплової та електричної енергії, холоду або механічною роботою в утилізаційних установках.

Багато галузей народного господарства мають у своєму розпорядженні великий резерв паливних і теплових ВЕР, що посідають значне місце в їхньому паливно-енергетичному балансі. Найбільші теплові ВЕР зосереджені на підприємствах чорної і кольорової металургії, хімічної, нафтопереробної та нафтохімічної промисловості, промисловості будівельних матеріалів, газової і важкого машинобудування, де широко використовують теплоту високого, середнього і низького потенціалів. Дев'яносто відсотків теплоти високого потенціалу (більше 623 К) витрачають: близько 33 % – на плавлення, 40 % – на нагрівання і близько 20 % – на випал руд й мінеральної сировини. Велику частину теплоти високого потенціалу одержують завдяки спалюванню різних видів палива безпосередньо в технологічних установках.

Теплоту середнього (373...622 К) і низького (323...423 К) потенціалів застосовують для теплопостачання споживачів, що потребують підвищених значень температури і тиску. Понад 90 % її корисного споживання витрачають у промисловості (45 %) та житлово-комунальному секторі (48,5 %). Основними енергоносіями, що забезпечують енергією середньо- і низькотемпературні процеси, є водяна пара й гаряча вода.

Підприємства важкого, енергетичного і транспортного машинобудування України мають у своєму розпорядженні величезний потенціал ВЕР у вигляді фізичної теплоти димових газів мартенівських, нагрівальних і термічних печей, вагранок, теплоти випарного охолодження печей, теплоти відпрацьованої пари пресів і молотів. Мають ВЕР і підприємства інших галузей господарства.

Одне з найважливіших завдань удосконалення будь-якої галузі – виявлення резервів економічного та екологічного використання ВЕР для цілей виробництва і забезпечення потреб побутового споживання.

Поряд із збільшенням економії паливно-енергетичних ресурсів утилізація ВЕР дозволяє знизити негативний екологічний вплив енергопостачання й енергоспоживання на навколишнє середовище.

Джерелом виникнення ВЕР є технологічне обладнання та процеси (зона А, рис. 2.1), у яких одну частину підведеної енергії вигідно використовують, а другу частину умовно поділяють на три потоки: перший (основний) потік – ВЕР; другий – потік енергії, що використовують для забезпечення внутрішньоциклових процесів (регенерації, підігріву робочого тіла тощо); третій – неминучі втрати енергії в навколишнє середовище відповідно до другого закону термодинаміки. Характерною ознакою зони А є те, що використання всіх енергоресурсів відбувається в межах самого технологічного агрегату (котла, турбіни, теплообмінника). Якщо розглядати ефективність роботи агрегату тільки в зоні А, то ВЕР у цьому разі належать до втрат і значно впливають на значення ККД установки. Тому важливим завданням для підвищення її ефективності є використання ВЕР в максимально великому обсязі.

Для зони Б (рис. 2.1) характерним є два шляхи використання ВЕР: перший – безпосередньо у нових процесах, не пов'язаних з технологічною роботою агрегатів, де виникають ВЕР (зона А); другий – використання спеціальних утилізаційних установок (УУ), де ВЕР виконують функції головного джерела підведеної енергії, завдяки чому виробляють кінцевий продукт. Тому загальний потік ВЕР, який переходить із зони А в зону Б, поділяється на два потоки. Перший потік ВЕР можна використовувати безпосередньо в стандартних технологічних агрегатах; другий – направляють до УУ, де вже трансформованим його використовують за призначенням.

В однакових первинних умовах ефективність використання першого потоку вища. Використання УУ, у якій виникають свої втрати енергії, пов'язані з відведенням теплової енергії в навколишнє середовище та наявністю необоротності термодинамічних процесів, знижує ефективність другого потоку.

Процес використання ВЕР (першим або другим способом) у зоні Б – це утилізація, економічна доцільність якої визначається економічними розрахунками. Основним критерієм доцільності використання першого або другого потоків ВЕР є перевищення доходів над витратами для їхнього одержання.

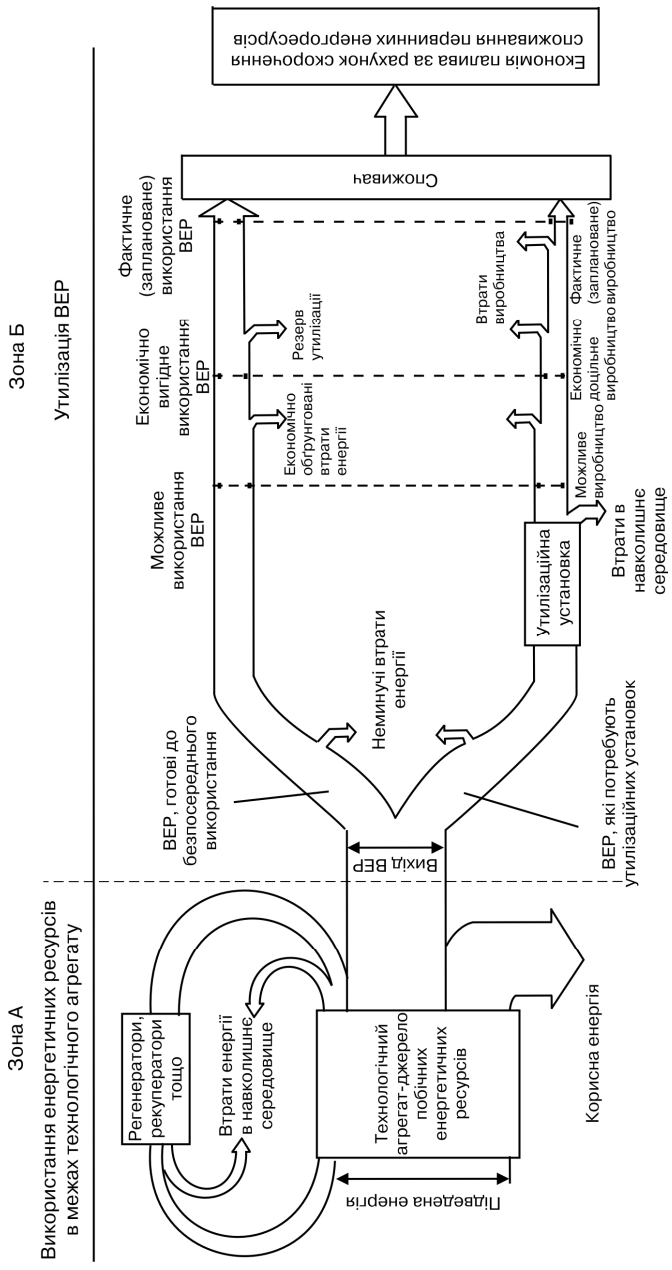


Рисунок 2.1 – Принципова схема використання ВЕР

Вторинні енергетичні ресурси за їхніми характеристиками поділяють на *паливні, теплові та підвищеного тиску*.

Паливні ВЕР мають хімічно зв'язану енергію. Їх можна використати як паливо, щоб забезпечити протікання процесів в інших технологічних агрегатах. До них належать горючі гази плавильних печей (доменний, конвертерний, колошниковий), горючі відходи процесів хімічної і термохімічної переробки вуглецевої або вуглецеводневої сировини (дерев'яна щепка, кора, тирса, стружка) та лужні розчини целюлозно-паперового виробництва.

Теплові ВЕР – це фізична теплота димових газів, основної, побічної та проміжної продукції і відходів різних виробництв.

До таких ВЕР належать водяна пара і гаряча вода, тверді, рідкі та газоподібні продукти, які побіжно виникають у технологічних установках.

ВЕР підвищеного тиску – потенційна енергія газів, що виходять з технологічних агрегатів із надлишковим тиском, який потрібно знижувати перед подальшим використанням або викидом їх в атмосферу. До них належать станційні колошникові гази доменних печей, відпрацьована в силових установках водяна пара, гази каталітичного крекінгу, термоконтактного коксування та інші.

ВЕР низькопотенційної теплоти (ВЕР НПТ). До низькопотенційних теплових відходів належить фізична теплота:

- димових газів технологічних і енергетичних установок із температурою нижче 400 °С;
- води, що охолоджує елементи конструкцій технологічного устаткування;
- вентиляційних викидів;
- водяної пари вторинного кипіння тощо.

ВЕР НПТ складають близько половини від сумарного виходу усіх видів ВЕР. Актуальність ефективного використання цього виду ВЕР пов'язана з потребою удосконалення технологічних процесів і скороченням втрат теплоти високого потенціалу. Утилізація ВЕР НПТ також сприяє охороні навколишнього середовища від теплового забруднення.

Носіями НПТ є корозійно-активні, забруднені, запилені рідини і гази. Для вирішення завдання ефективного використання НПТ потрібне спеціальне утилізаційне устаткування (теплові насоси, контактні теплообмінники, регенератори тощо).

Залежно від виду і параметрів вторинні енергоресурси використовують в одному з таких напрямів:

- *паливні* – як котельно-пічне паливо;

– *теплові* – в утилізаційних установках або безпосередньо споживачем, щоб забезпечити потреби в тепловій енергії (можливе також одержання штучного холоду завдяки ВЕР в абсорбційних холодильних установках);

– *електроенергетичні* – перетворення енергоносія для одержання електричної енергії в газових або парових конденсаційних турбоагрегатах;

– *комбіновані* – для виробництва в УУ (утилізаційних ТЕЦ) за допомогою теплофікаційного циклу електричної і теплової енергії;

– *низькопотенційні* – у системах опалення, кондиціонування повітря та охолодження продукції в теплонасосних та холодильних (абсорбційних) установках.

Паливні ВЕР необхідно використовувати як паливо повністю (100 %). Об'єм використання вторинних енергетичних ресурсів, що утилізуються з перетворенням енергоносія, визначається можливим виробленням електроенергії в УУ.

Можливу кількість утилізованої теплоти для виробництва водяної пари або гарячої води в УУ завдяки тепловим ВЕР визначають за формулою:

$$Q_T = G(h_1 - h_2)\beta(1 - \xi),$$

а для виробництва холоду так:

$$Q_x = Q_T \varepsilon,$$

де G – витрата енергоносія ВЕР в УУ; h_1 і h_2 – ентальпія енергоносія відповідно на вході і виході з УУ; β – коефіцієнт, що враховує невідповідність режиму і кількості годин роботи УУ та агрегату – джерела ВЕР; ξ – коефіцієнт втрат теплоти УУ у зовнішнє середовище; ε – холодильний коефіцієнт.

Можливу кількість електроенергії в утилізаційній турбіні завдяки ВЕР у вигляді надлишкового тиску визначають за формулою:

$$W = G \cdot \tau \cdot l \cdot \eta_{vi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r,$$

де G – витрата енергоносія (рідини або газу, які мають надлишковий тиск); τ – кількість годин роботи агрегату – джерела ВЕР у розглядуваний період; l – робота ізоентропійного розширення енергоносія; η_{vi} – внутрішній відносний ККД турбіни; η_m – механічний ККД турбіни; η_r – ККД електрогенератора.

Економічна ефективність використання ВЕР визначається значенням зведених витрат на систему енергопостачання, енергетичну установку або агрегат:

$$B = C + E_n K,$$

де V – зведені витрати, грн/рік; C – річні експлуатаційні витрати (собівартість), грн/рік; E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень, який для енергетичної галузі дорівнює $0,12 \text{ рік}^{-1}$; K – капіталовкладення, грн.

Економічно найефективнішим є варіант, який характеризується мінімумом зведених витрат V_{\min} . Зведені витрати для варіантів енергопостачання з утилізацією ВЕР можна визначити за співвідношенням:

$$V_{\text{ут}} = C_{\text{ут}} + E_n K_{\text{ут}},$$

а для енергопостачання без утилізації ВЕР за рівнянням:

$$V_{\text{б.ут}} = C_{\text{б.ут}} + E_n K_{\text{б.ут}}.$$

Економічний ефект від використання ВЕР визначається різницею в річних зведених витратах за порівнюваними варіантами:

$$\Delta V = V_{\text{б.ут min}} - V_{\text{ут min}} = C_{\text{б.ут}} - C_{\text{ут}} - E_n (K_{\text{б.ут}} - K_{\text{ут}}).$$

Використання ВЕР економічно доцільне для позитивного значення різниці ($\Delta V > 0$).

2.2 Потенційні джерела вторинних енергетичних ресурсів

Вторинні енергетичні ресурси (ВЕР) – енергія, що не застосовується в основному технологічному процесі в результаті недовикористання первинної енергії та є побічним продуктом.

У деяких технологічних процесах потенціал ВЕР може бути значним та направлений для використання в інших енергетичних процесах. Згідно з прийнятою класифікацією ВЕР за основними видами енергетичного потенціалу і способом використання розподіляються на горючі, теплові та надлишкового тиску (табл. 2.1).

За енергетичною цінністю скидну теплоту технологічних процесів згідно з температурним рівнем можна класифікувати у такий спосіб:

- теплота низького потенціалу ($20\text{--}80 \text{ }^\circ\text{C}$);
- теплота малого (середнього) потенціалу ($80\text{--}300 \text{ }^\circ\text{C}$);
- теплота високого потенціалу ($300 \text{ }^\circ\text{C}$ та вище).

Ефективність паливовикористовувальних технологічних процесів характеризується коефіцієнтом використання палива, тобто глибиною утилізації ВЕР. Зазвичай це завдання вирішується шляхом регенерації, рекуперації та рециркуляції відхідної теплоти у самому джерелі вторинних енергетичних ресурсів. Як приклади реалізації такого підходу можна використовувати теплообмінники для підігрівання

дугтвового повітря, що подається на горіння, мережевої води та часткової конденсації вологи з димових газів та інше.

Таблиця 2.1 – Класифікація ВЕР за видами і напрямками їхнього використання

Вид ВЕР	Носії ВЕР	Енергетичний потенціал	Напрямок та використання способів утилізації
Горючі	Тверді, рідкі, газоподібні відходи	Нижча теплота згорання	Паливне Спалювання в паливовикористовувальних установках
Теплові	Відхідні гази, охолоджуюча вода, відходи виробництв, проміжні продукти, готова продукція	Ентальпія	Теплове Вироблення в теплоутилізаційних установках водяної пари, гарячої води, використання для покриття потреби в теплі
Теплові	Відпрацьована і попутна пара	Ентальпія	Теплове та комбіноване Покриття теплових потреб, вироблення електроенергії в конденсаційному або теплофікаційному турбоагрегаті
ВЕР надлишкового тиску	Гази з надлишковим тиском. Пара низького тиску котельні	Робота ізоентропного розширення	Електроенергетичне Вироблення електроенергії в газовому утилізаційному турбоагрегаті. Вироблення електроенергії в протитисковому турбоагрегаті

Сучасна світова тенденція використання паливно-енергетичних ресурсів (В) свідчить, що все більша увага приділяється підвищенню частки вторинних енергетичних ресурсів у загальному балансі генерації електричної енергії (рис. 2.2).

За результатами досліджень міжнародних енергетичних агенцій з оцінки потенціалу впровадження ресурсо- та енергозбереження шляхом використання вторинних енергетичних ресурсів для виробництва теплоти та електроенергії визначено, що Україна має значний потенціал заміни викопних паливних ресурсів.

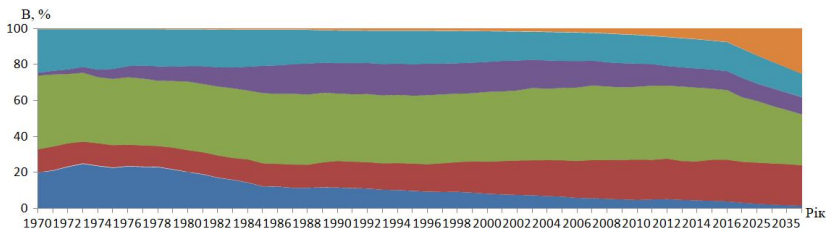


Рисунок 2.2 – Тенденція зміни структури генерації енергії за видами палива: ■ – нафта (мазут); ■ – природний газ; ■ – вугілля; ■ – АЕС; ■ – ГЕС; ■ – інші (разом із тим поновлювальними геотермальною, біопаливом і відходами тощо)

Одним із сучасних рішень використання ВЕР є впровадження турбінних циклів на різних робочих тілах. Основними джерелами енергії для таких циклів є:

- скидне тепло технологічних процесів із температурою 80–350 °С (не залежить від пори року);
- скидне тепло об'єктів комунальної енергетики з температурою 80–200 °С (залежить від пори року);
- геотермальна енергетика з температурою 100–250 °С (залежить від геотермального джерела);
- спалювання відновлювальних паливних ресурсів із температурою 300–500 °С (залежить від регіону розташування та мети реалізації);
- надлишковий тиск технологічних процесів у газотранспортній системі, хімічній та інших галузях економіки України.

На сьогодні саме цей напрям на рівні з відновлювальною енергетикою є альтернативним доповненням для енергетичної галузі, що дозволить раціонально й ефективно використовувати паливні ресурси. Більшість технологічних процесів мають у своєму складі потенціал теплової енергії, достатній для подальшого використання теплової та електричної енергії.

2.2.1 Металургійна промисловість

Для підвищення рівня утилізації ВЕР на металургійному підприємстві з повним циклом можна виділити структуру вироблення і можливого традиційного використання скидної теплоти, надану на рисунку 2.3.

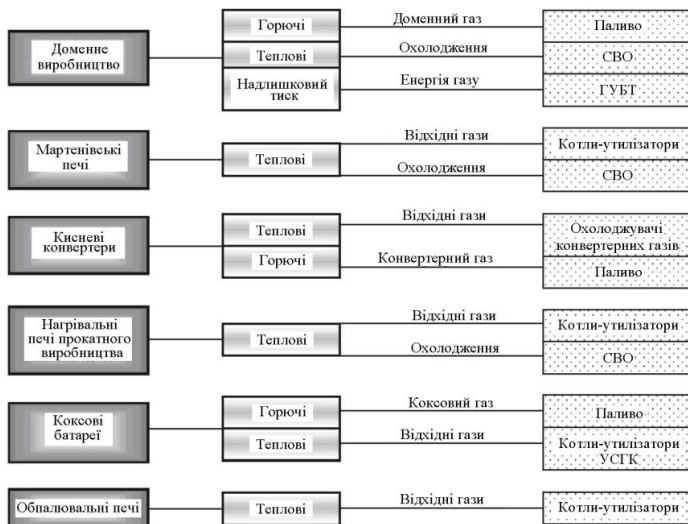


Рисунок 2.3 – Структура вироблення і можливого використання ВЕР на металургійному підприємстві з повним циклом: СВО – система випарного охолодження; ГУБТ – газова утилізаційна безкомпресорна турбіна; УСТК – утилізація теплоти при сухому гасінні коксу

Оцінка параметрів ВЕР для реалізації ORC контуру на металургійному підприємстві наведено у таблиці 2.2.

Проведений аналіз показує, що на металургійному виробництві є велика кількість скидної теплоти, яку можна корисно використовувати для вироблення електричної енергії, реалізуючи цикл на низькокиплячих робочих тілах. Потенціал впровадження електрогенерувальних установок на низькокиплячих робочих тілах на одному металургійному підприємстві України в середньому становить 800 кВт, що еквівалентно 5 МВт сумарної електричної потужності.

Таблиця 2.2 – Параметри джерел скидний теплоти на металургійному підприємстві

Показник	Доменні печі	Мартенівські печі та кисневі конвертери	Нагрівальні печі	Коксові батареї	Випалювальні печі
Температура, °С	150–300	≈ 250	110–200	300–400	120–200
Обсяг відхідних газів, тис. м ³ /год	80	37	3	1000	35
Тепловий потік, МВт	2,7–5,4	≈ 2,0	0,07–0,14	68–90	1,0–1,5

2.2.2 Хімічна промисловість

Технологічні процеси хімічних виробництв (хімічної та нафтохімічної промисловості) становлять складні процеси з наявністю великої кількості скидного тепла різного потенціалу, а також побічних продуктів хімічних реакцій, використання, яких дозволить виробляти електричну енергію на основі застосування замкнутих паротурбінних циклів на різних робочих тілах. Важливим завданням є визначення джерел ВЕР у вигляді теплових скидів, оцінка потенціалу та аналіз їхньої інтенсивності залежно від часу доби і року в цілому [7].

У більшості випадків хімічні процеси ґрунтуються на явищах випару і конденсації сумішей речовин із різними температурами кипіння, які характеризуються підведенням (спалювання паливних ресурсів) і відведенням (скидання в навколишнє середовище) теплоти.

Хімічна та нафтохімічна промисловість мають значний потенціал реалізації електрогенерувальних і холодогенерувальних установок. Наприклад, технологічний процес прямої перегонки нафти (рис. 2.4) складається з чотирьох основних операцій: нагрівання суміші, випаровування, конденсації та охолодження отриманих фракцій.

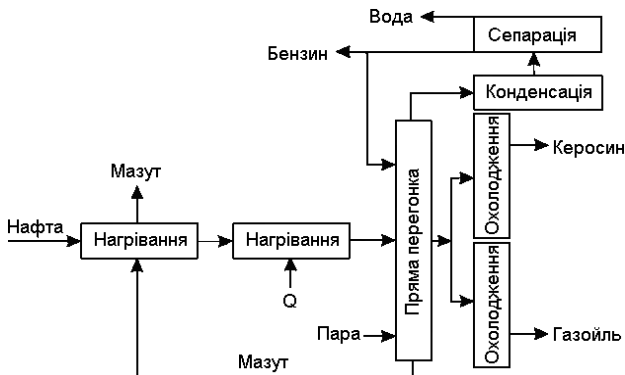


Рисунок 2.4 – Принципова схема одноступінчастої перегонки нафти

Залежно від глибини переробки нафти установки перегонки поділяються на два види:

- одноступінчасті, що працюють при атмосферному тиску (АТ);
- двоступеневі (атмосферно-вакуумні) (АВТ), у яких перший ступінь зазвичай працює при атмосферному тиску, а інший – при тиску

нижче атмосферного (5–8 кПа). Продуктивність двоступеневих установок становить 8–9 тис. т нафти на добу.

При двоступеневій перегонці нафта попередньо знесолюється і зневоднюється, потім нагрівається в трубчастій печі першого ступеня до температури 300–350 °С (на 25–30 °С вище температури кипіння). Поділ нафти на фракції виконують у ректифікаційній колоні. Попередньо нагріту нафту подають в нижню частину колоні. Тут нафта закипає і поділяється на дві фази: пароподібну та рідку. Рідкі продукти стікають вниз, а пари піднімаються вгору по колоні. У верхню частину колоні подається зрошувальна рідина (флегма). Пари, що піднімаються знизу, багаторазово контактують по висоті колоні зі стікаючою рідкою фазою. Зустрічаючись з гарячими парами, що піднімаються, рідина, що зрошує колону, нагрівається і частково випаровується. Пари, віддаючи їй теплоту, конденсуються та конденсат стікає в нижню частину колоні. У міру підйому парів їхня температура зменшується, водночас флегма, що стікає вниз, все більш збагачується важкими фракціями, пари, що піднімаються – легкими. Внизу колоні збирається рідина, що містить найбільш важкі фракції (мазут). Мазут зливається з нижньої частини колоні й охолоджується в теплообмінниках, нагріваючи нафту, яка подається в колону.

Для підтримки процесу кипіння в колону ректифікації подається перегріта пара, яка забирає з собою залишки легких фракцій, що не випарувалися раніше. Найлегша бензинова фракція за температури 180–200 °С відводиться з колоні у вигляді пари в конденсатор і відділяється від води в сепараторі. Частина бензинової фракції повертається в колону для зрошення.

З проміжних зон колоні відводяться так звані середні фракції: керасинова, кипляча за температури 200–300 °С та газойлева (температура кипіння 300–350 °С). Іноді відводять також інші фракції, наприклад лігроїн (160–200 °С), керосиногазойлева фракція (270–320 °С).

Отриманий після початкової перегонки мазут (його вихід – близько 55 % вихідної нафти) з першої колоні ректифікації перекачується в трубчасту піч другого ступеня, де нагрівається до 400–420 °С. З печі мазут надходить у другу колону ректифікації, що працює за тиску нижче атмосферного (залишковий тиск – 5–8 кПа). З нижньої частини цієї колоні виводиться гудрон, а по висоті відбираються масляні дистилати.

Ефективність хімічних процесів часто залежить від температури охолоджуючого середовища, чим вона нижча, тим вище економічність. Використання скидного тепла технологічних процесів можливе за комплексного вироблення електроенергії та холоду, шляхом реалізації

двоконтурних теплових схем на низькокиплячих робочих тілах. Перший контур працює за прямим циклу, виробляючи електроенергію, а другий по зворотному, виробляючи холод.

Потенціал однієї колони ректифікації складає близько 2 МВт по електричній енергії і шляхом утилізації низько потенційного тепла виробляти неглибокий холод на рівні 3 МВт для вдосконалення технологічного процесу.

2.2.3 Об'єкти комунальної енергетики (котельні)

До об'єктів комунальної енергетики відносяться районні та міські котельні, на яких встановлені парові та водогрійні котли, які мають значний потенціал скидної теплоти. За часів СРСР у науково-технічній літературі не рекомендувалося знижувати температуру газів, що відходять від котельних агрегатів нижче 120–160 °С через можливу конденсацію водяної пари з цих газів на поверхнях димарів. В останні роки у зв'язку зі зміною співвідношення цін на природний газ і метал для котлоагрегатів, що працюють на природному газі, стало економічно доцільно застосовувати системи глибокої утилізації теплоти димових газів. Такий підхід дозволить знижувати температуру димових газів до 70–80 °С з частковою конденсацією парів води й підвищити ККД котельного агрегату на ~ 5 % і виробляти електричну енергію на основі реалізації ORC контурів без додаткового спалювання палива та отримувати воду для поповнення витоків (рис. 2.5) [8].

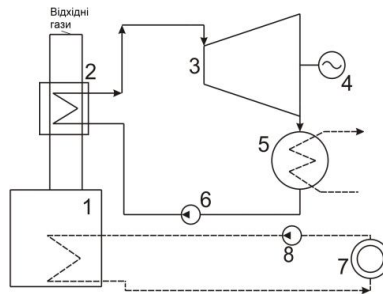


Рисунок 2.5 – Принципова теплова схема когенераційної установки

з водогрійним котлом і ORC-контуром: 1 – водогрійний котел;

2 – теплообмінник-випарник НРТ; 3 – турбіна на НРТ;

4 – електрогенератор; 5 – теплообмінник-конденсатор;

6 – конденсатний насос; 7 – споживач теплоти; 8 – насос сітрової води

Потужність теплового потоку відхідних газів залежить від продуктивності котельного агрегату.

За даними Інституту газу НАН України, в Україні налічується понад 200 котлів тепловою потужністю 30–180 Гкал/год. При реалізації ORC-контуру на міських котельнях України одинична потужність електрогенерувальних установок складе 100–2 000 кВт. Котельні та встановлене на них обладнання здебільшого є типовим, що дозволить тиражувати ORC-контури і тим самим знизити вартість встановленого кіловата електричної потужності. Особливістю котельень є несталість навантаженості протягом року, що необхідно враховувати [9].

Завдяки застосуванню ORC-контурів на міських і районних котельнях України можна встановити більш 50 МВт електричної потужності.

2.2.4 Теплові електричні станції та теплоелектроцентралі

Однією зі сфер застосування паротурбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах є ТЕС і ТЕЦ. У зимовий період пара з протитискових турбін подається на підігрів сітрової води. Під час перехідного періоду основне енергетичне обладнання працює на частковому навантаженні, що призводить до зниження ефективності ТЕЦ загалом. Цей режим може бути використаний для покриття опалювального навантаження, а надлишки теплової енергії спрямовані до ORC-контуру для нагріву низькокиплячого робочого тіла до необхідних параметрів і, відповідно, вироблення електричної енергії в ньому. У літній період за відсутності опалювального навантаження доцільно застосувати контур із НРТ, у якому як робоче тіло використовується одне з низькокиплячих речовин (підбирається залежно від параметрів та кількості теплоти на вихлопі турбіни). Наприклад, встановлення ORC-контуру на вихлопі турбіни Р-6, за умови відсутності споживачів теплоти, дозволить орієнтовно отримати потужність такого контуру 1 500 кВт. Такий підхід може бути реалізовано на паротурбінних установках з теплофікаційними і промисловими відборами пари, що також забезпечить нормальний режим роботи турбіни на водяній парі. Реалізація такої теплової схеми дозволить подвоїти виробництво електроенергії на рік зв'язку з тим, що в літній період турбіна на водяній парі працює на номінальному навантаженні та додатково експлуатується ORC-контур.

Обсяги газів на ТЕС і ТЕЦ значно більші та їхній потік більш постійний протягом року, ніж на котельнях, що свідчить про необхідність

їхнього використання з метою вироблення електричної енергії на основі реалізації паротурбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах.

На ТЕС ORC-контури можуть бути встановлені паралельно регенеративним підігрівникам. Це також дозволить зменшити кількість пари, що направляється до конденсатора. Іншим напрямком на теплових електричних станціях є повна або часткова заміна низькопотенційного комплексу парової турбіни паротурбінним циклом на низькокиплячому робочому тілі, що дає можливість, відповідно, повністю або частково конденсувати водяну пару за допомогою низькокиплячого робочого тіла, тим самим знижуючи витрати циркуляційної води.

Потенціал впровадження ORC-контурів на ТЕС і ТЕЦ України складає близько 1 000 МВт електричної потужності.

2.2.5 Біоенергетика

У зв'язку зі зростанням цін на енергетичні ресурси і значним збільшенням інтересу до підвищення ефективності їхнього використання актуальними стають питання корисного застосування енергії поновлюваних джерел. Це дало поштовх для розвитку в Європейських країнах енергозбереження із застосуванням принципів когенерації. Одним з напрямків когенерації є реалізація теплових схем для дрібних споживачів на основі паротурбінних установок з низькокиплячими робочими тілами, що дозволяє ефективно виробляти теплову та електричну енергії для власних потреб, реалізуючи органічний цикл Ренкіна.

Згідно з проведеною оцінкою, українська галузь твердого біопалива активно розвивається завдяки безперервному збільшенню попиту на поновлювані види палива, а як наслідок, цін на нього на світовому ринку. За даними «Українського біопаливного порталу», тільки в секторі виробництва деревних пілет у 2012 році в Україні спостерігалось майже двократне зростання кількості виробників, кількість яких до кінця року сягало 105. Аналогічне зростання спостерігається і серед підприємств, які виробляють пілети з лушпиння соняшника або соломи, а також твердопаливні деревні брикети. До кінця 2012 року українські компанії сумарно виробили близько 1,5 млн тонн різних видів паливних брикетів і пілет, а експорт твердого біопалива з нашої країни забезпечив до 10 % загальної потреби ЄС в цій продукції. Проте станом на 2017 рік енергетичний потенціал від рослинних відходів і соломи оцінюється у 18 млн т у нафтовому еквіваленті. Найбільшу кількість ресурсів зосереджено в

Полтавській, Дніпропетровській і Вінницькій областях. Проте для реалізації проєктів потрібні інвестиції, яких поки, на жаль, не вдалося залучити. Відходи переробки деревини використовують більш раціонально, оскільки паливні пілети і брикети з деревини добре знайомі населенню і на них є попит – близько 70 % успішно переробляється.

Україна частково використовує відновлювані паливні ресурси на своїй території для тепло- і електропостачання споживачів. Щорічно в Україні для виробництва енергії використовується близько 2 млн т у. п./рік біомаси різних видів. Водночас основний внесок вносить деревина – її частка у структурі річного споживання біомаси складає майже 80 % (табл. 2.3). Хоча, за оцінкою експертів, Україна має величезний потенціал використання соломи як сировини для виробництва теплової та електричної енергії. Згідно з прогнозами, внесок відновлювальних джерел енергії (ВДЕ), зокрема біомаси, у валове кінцеве енергоспоживання України до 2030 р. може сягати 30 %, а у 2050 р. – 57 % (табл. 2.4).

Таблиця 2.3 – Енергетичний потенціал біомаси в Україні (2016 р.)

Вид біомаси	Теоретичний потенціал, млн т	Потенціал, доступний для енергетики	
		частка теоретичного потенціалу, %	млн т н.е.
1	2	3	4
Солома зернових культур	36,1	30	3,75
Солома ріпаку	2,1	40	0,29
Побічні продукти виробництва кукурудзи (стебла, стрижні)	36,5	40	2,79
Побічні продукти вирва соняшника (стебла, корзинки)	25,9	40	1,48
Вторинні відходи с/г (лушпиння соняшника)	2,0	86	0,71
Деревна біомаса (дрова, порубкові залишки, відходи деревообробки)	6,6	94	1,55
Деревна біомаса (сухостій, деревина із захисних лісосмуг, відходи ОВБСН)	8,8	44	1,03
Біодизель (з ріпаку)	–	–	0,16
Біоетанол (з кукурудзи і цукрового буряку)	–	–	0,66

Продовження таблиці 2.3

1	2	3	4
Біогаз із відходів та побічної продукції агропромислового комплексу	1,6 млрд м ³ СН ₄	50	0,68
Біогаз із полігонів твердих побутових відходів	0,6 млрд м ³ СН ₄	34	0,18
Біогаз зі стічних вод (промислових та комунальних)	1,0 млрд м ³ СН ₄	23	0,19
Енергетичні культури: – верба, тополя, міскантус (1 млн га*)	11,5	100	4,88
– кукурудза на біогаз (1 млн га*)	3,0 млрд м ³ СН ₄	100	2,57
Торф	–	–	0,28
Усього	–	–	21,22
* За умови вирощування на 1 млн га незадіяних сільськогосподарських земель			

Економічно доцільний енергетичний потенціал біомаси в країні становить близько 20–25 млн т у.п. /рік. Основними складовими потенціалу є відходи сільськогосподарського виробництва (солома, стебла кукурудзи і т.п.) – більше 11 млн т у. п./рік (за даними 2016 р.) і енергетичні культури – близько 10 млн т у. п./рік.

Таблиця 2.4 – Перспектива біомаса в енергетичній галузі України

Показники	Прогноз (факт)							
	2015 р.	2020 р.	2025 р.	2030 р.	2035 р.	2040 р.	2045 р.	2050 р.
Виробництво теплової енергії, млн Гкал	4943	7080	11255	16218	24035	28748	32355	35953
Виробництво електроенергії, млн МВт	45	255	820	1265	1780	2085	2335	2580
Заміщення природного газу, млрд м ³	2,6	4,41	6,57	8,94	12,22	14,13	15,58	16,98
Загальна частка ВДЕ, %	9,3	14,9	22,2	30,2	41,3	47,7	52,6	57,4

Перспективи використання твердого біопалива у структурі виробництва теплової та електричної енергії в Україні наведено в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Обсяг та структура споживання твердого біопалива в Україні

Вид біомаси	Роки										
	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2025	2030	2035
Деревна біомаса, млн т н. е.	1,90	1,95	2,12	2,35	2,40	2,45	2,55	2,60	2,70	2,80	2,85
Солома, стебла, млн т н. е.	0,05	0,07	0,08	0,10	0,40	0,70	1,10	1,45	1,89	3,12	5,26
Лушпиння соняшника, млн т н. е.	0,25	0,26	0,30	0,34	0,38	0,40	0,43	0,49	0,54	0,58	0,59
Енергетичні культури, млн т н. е.	0,00	0,00	0,00	0,01	0,04	0,05	0,10	0,13	0,27	0,70	1,20
Всього, млн т н. е.	2,20	2,28	2,50	2,80	3,22	3,60	4,18	4,67	5,40	7,20	9,90

Наведені дані в таблиці 2.5 свідчать про перспективність виробництва теплової та електричної енергії при спалюванні відновлювальних паливних ресурсів та актуальність розробки ефективних енергетичних циклів, що будуть враховувати кліматичні умови України.

Упровадження когенераційних установок на низькокипячих робочих тілах при використанні поновлюваних паливних ресурсів дозволить виробляти теплову та електричну енергію для покриття потреб сільгоспідприємств. Водночас надлишки реалізовувати зовнішнім споживачам (за «зеленим тарифом»), що дасть можливість отримати додаткове джерело доходу й окупити установку не більше ніж за три роки [10].

Сільгоспідприємства здебільшого є схожими за своєю структурою, що робить можливим розробку енергетичної установки серійного типу одиничної потужності 500 кВт. Серійність дозволить знизити вартість 1 кВт встановленої потужності. На території України можна встановити близько 500 енергогенерувальних установок малої потужності, що відповідає ~250 МВт електричної потужності завдяки використанню біопалива на сучасному етапі розвитку біоенергетики України.

2.2.6 Використання відхідних газів ГТУ

Особливістю газотурбінних установок є висока температура (400–500 °С) і значний обсяг вихлопних газів на виході з турбіни (для

ГТУ-6000 – 29–31 кг/с). На території України вихлопні гази ГТУ здебільшого не використовуються, що зменшує ефективність використання паливних ресурсів.

Загальновідомим є реалізація бінарного циклу із застосування як робочого тіла води (водяної пари) у другому контурі. Встановлені на території України ГТУ входять до складу газоперекачувальних агрегатів і експлуатуються на компресорних станціях (КС), розташованих далеко від водойм та потенційних споживачів теплоти, що виключає можливість реалізації системи конденсації пари на виході з парової турбіни охолоджуючою водою і використання турбін теплофікаційного типу, а також призводить до складнощів поновлення витоків основного конденсату. Альтернативою застосування води як робочого тіла є низькокиплячі робочі тіла. Реалізація замкнутих паротурбінних циклів на низькокиплячому робочому тілі дозволяє здійснити утилізацію теплоти вихлопних газів ГТУ з метою вироблення електричної енергії та уникнення витрат на водопідготовку, а також для конденсації робочого тіла як охолоджуюче середовище використовувати навколишнє повітря.

На території України експлуатується 702 газоперекачувальних агрегатів, сумарною потужністю 5 440 МВт. За попередніми оцінками на існуючих КС України можлива установка замкнених паротурбінних циклів на НРТ сумарною електричною потужністю 350–400 МВт. Одиначна потужність установок залежить від величини скидного тепла ГТУ. Установка нового обладнання на КС дозволить виробляти електричну енергію без додаткового спалювання палива. Електропостачання допоміжного обладнання газоперекачувальних агрегатів КС здійснюється в автономному режимі з можливістю підімкнення до мереж енергозбуту відповідного регіону в ручному або автоматичному режимі (автоматичне введення резерву).

Наразі потенційна енергія стисненого природного газу мало використовується на вузлах редукування природного газу. Лише у випадках, коли енергетичний потенціал газорозподільної станції (ГРС) або газорозподільного пункту (ГРП) становить понад 1 МВт виробляється електрична енергія шляхом спрацьовування надлишкового перепаду тиску природного газу в утилізаційних турбодетандерних установках (УТДУ). У науковій літературі зустрічаються такі назви таких установок: утилізаційна детандер-енергетична установка (УДЕУ), турбодетандер енергетичний (ТДЕ), детандер-генераторний агрегат (ДГА) та ін. [11, 12].

Особливістю отримання електричної енергії за допомогою таких установок є істотне зниження температури газу на виході завдяки його

розширенню близького до ізоентропійного. Перепад температур на турбодетандері залежить від перепаду тиску. Наприклад, за ступеня розширення 4,16, перепад температур становить 100 °С, а за ступеня розширення 5,28 – 120 °С. Природний газ з мінусовою температурою забороняється подавати до газової магістралі або до споживача, щоб не допустити обмерзання ґрунту вздовж трубопроводу, виходу з ладу газового обладнання, а також випадіння гідратів, що збільшують ерозійний знос трубопроводів. З огляду на це для отримання максимальної одиничної потужності намагаються встановлювати УТДУ на ГРС з невеликим перепадом тиску і одночасно з великим значенням витрати газу.

У результаті підігріву природного газу перед подачею у магістраль можливо отримання холоду (вартість холоду у 2 – 3 рази більше, ніж електроенергії), який є побічним продуктом і може використовуватися в технологічних процесах ГРС, а також для інших потреб:

- охолодження газу після стиснення у дотискних компресорах;
- отримання скрапленого природного газу;
- зберігання продуктів харчування і т. д.

У разі неможливості або ж недоцільності використання холоду на ГРС, газ на вході або на виході з турбодетандера необхідно підігрівати. Максимальна температура газу на вході 100–120 °С, оскільки більш висока температура ускладнює теплообмінне обладнання і веде до підвищених енергетичних витрат. З метою нагріву можна використовувати тепло від різних джерел: теплової електричної станції, газотурбінної установки, водогрійного котла та ін.

За попередніми оцінками, при реалізації утилізаційних турбодетандерних установок на об'єктах редукування природного газу (ГРС і ГРП) України можна встановити УТДУ одиничної електричної потужності від 0,5 МВт до 8 МВт, сумарною потужністю на рівні 300–400 МВт.

Існують різні теплові схеми підімкнення турбодетандерних установок (під'єднання РТ до ГРС із зовнішнім і автономним джерелом тепла, об'єднання з газотурбінною електростанцією та інші). Найбільш загальна схема підімкнення розширювальної турбіни подана на рисунку 2.6.

У технологічній схемі установки з розширювальною турбіною для отримання корисної потужності на валу турбіни використовується енергія газу, що відходить від магістрального трубопроводу (рис. 2.6). Перед подачею в турбіну (1) робоче тіло попередньо підігрівається в теплообмінному апараті (5) (за необхідності). Далі до проточної частини газ проходить через вхідний пристрій, газову турбіну,

вихідний пристрій і направляєтся в газопровід низького тиску (0,3–0,6 МПа). Механічна потужність газової турбіни використовується для отримання електричної потужності за допомогою синхронного електрогенератора (2). Також є охолоджувач (4) (при необхідності).

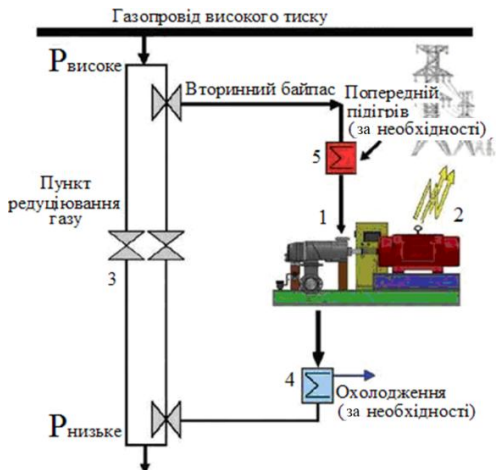


Рисунок 2.6 – Загальна схема підімкнення турбодетандера до газорозподільних станцій: 1 – розширювальна турбіна; 2 – високооборотний електрогенератор; 3 – редукувальний пристрій; 4 – охолоджувач газу; 5 – підігрівач газу

На виході з турбіни температура газу може знизитися нижче точки роси. У цьому випадку можливе випадіння газового конденсату та обмерзання проточної частини, яке призводить до зміни прохідних перетинів, підвищення тиску за проточною частиною турбіни, відривам і пульсаціям тиску та швидкості потоку, до різкого падіння ККД та потужності газової турбіни як наслідку можливого випадання гідратів. Цю проблему можна вирішити шляхом підігріву газу перед подачею в розширювальну турбіну в спеціальному підігрівачі (5).

Контрольні запитання

1. Класифікація вторинних енергетичних ресурсів.
2. Характеристика основних видів ВЕР.
3. Напрями використання ВЕР.
4. Енергетична та економічна ефективність використання ВЕР.

ЧАСТИНА II ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

3 ТРАДИЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОВОЇ ТА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

3.1 Теплові електричні станції

Одним із найбільш досконалих видів енергії є електроенергія, широке використання якої обумовлене такими можливостями:

- вироблення у великих кількостях поблизу родовищ і водяних джерел;

- транспортування на далекі відстані з відносно невеликими втратами;

- трансформації в інші види енергії: механічну, хімічну, теплову, світлову; відносну відсутність забруднення навколишнього середовища;

- застосування принципово нових прогресивних технологічних процесів із високим ступенем автоматизації.

Не менш поширеною є теплова енергія, яка широко використовується на сучасних виробництвах та в побуті у вигляді енергії пари, гарячої води, продуктів згоряння палива.

Електрична і теплова енергія виробляється на:

- теплових електричних станціях на органічному паливі (ТЕС) з використанням як робочого тіла турбін водяної пари (паротурбінні установки – ПТУ), продуктів згоряння (газотурбінні установки – ГТУ), та їхніх комбінацій (парогазові установки – ПГУ, газопарові – ГПУ);

- гідравлічних електричних станціях (ГЕС), які використовують енергію падаючого потоку води, плину, припливу;

- атомних електричних станціях (АЕС), які використовують енергію ядерного розпаду.

Теплові електричні станції (ТЕС) можна розділити на конденсаційні (КЕС), що виробляють тільки електроенергію (вони називаються також ДРЕС – державні районні електростанції), та теплоелектроцентралі (ТЕЦ) – з комбінованим виробленням електричної і теплової енергії.

Сучасні теплові електричні станції мають переважно блокову структуру, тобто складаються з окремих енергоблоків. До складу кожного з них входять основні агрегати – турбінний та котельний і

безпосередньо пов'язане з ними допоміжне устаткування. Турбіна разом із котлом, який живить її парою, утворює моноблок. Розглянемо схему виробництва електричної енергії на ТЕС, яка працює на твердому паливі (рис. 3.1).

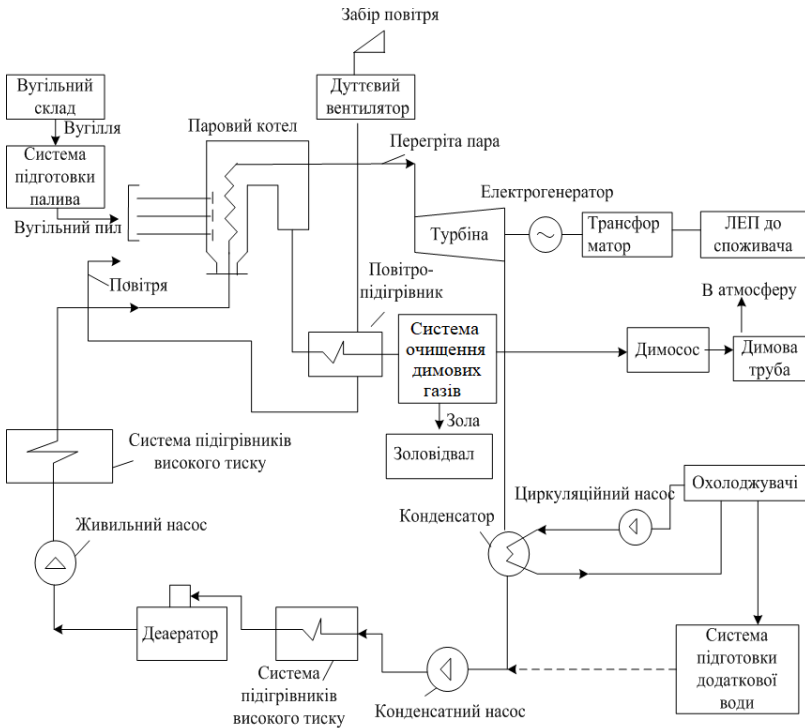


Рисунок 3.1 – Схема виробництва електроенергії на ТЕС

Вугілля надходить зі складу в систему підготовки палива, де дробиться, підсушується і розмелюється, перетворюючись у вугільний пил. У такому вигляді паливо надходить у пальники, де змішується з підігрітим повітрям, що подається дуттьовим вентилятором з атмосфери. Якщо використовується рідке паливо (мазут), тоді воно попередньо підігрівається до 100–140 °С і розпоршується форсунками та подається в топку. Забір повітря здійснюється узимку зовні, а влітку – з верхньої частини приміщення котельні.

Пристрої для попереднього підігріву повітря, у яких температура повітря досягає 70–80 °С, називаються калориферами. Повітря, необхідне для підтримки процесу горіння, підігрівається далі у

повітропідігрівнику до 250–400 °С, залежно від виду палива і режиму горіння завдяки теплоті димових газів, які утворюються під час згорання палива.

Паливо згорає в топковій камері парового котла з виділенням теплоти. Ця теплота передається робочому тілу – воді, перетворюючи її спочатку в насичену пару (з температурою киплячої рідини, з якої вона отримана), а потім у перегріту (з більш високою температурою, ніж температура кипіння рідини за такого тиску).

Паровий котел становить систему теплообмінників (поверхонь нагрівання), де в необхідній кількості з води виробляється пара заданих параметрів, завдяки теплоті, одержуваній під час спалювання органічного палива. Вода, що надходить у котел, називається живильною, підігрів якої до температури насичення (кипіння) відбувається в економайзері, процес пароутворення – у випарній (пароутворюючий) поверхні нагріву, перегрів пари – у пароперегрівнику.

Температура в зоні активного горіння в топковій камері може досягати 1 500–1 800 °С залежно від виду палива і режиму горіння. Середня температура продуктів згорання в топковій камері складає 1 300–1 400 °С, а залишають газу топкову камеру з температурою 900–1 200 °С. Пройшовши через перегрівники, газу охолоджуються до 800 – 900 °С (після ширмового пароперегрівника) і далі до 500–600 °С (після конвективного і проміжного пароперегрівників). Сучасні енергетичні котли високого тиску виробляють пару тиском 10–14 МПа із температурою 540 °С і 560 °С, а зверхкритичного тиску – з тиском 25,5 МПа з температурою 545 °С.

Паропроодуктивність котла визначається кількістю пари, що виробляється паровим котлом в одиницю часу (т/год). Сучасні парові котли мають широкий діапазон паропроодуктивності від 120 т/год до 3 950 т/год. Зокрема, для енергоблоків потужністю 300, 500, 800 МВт застосовуються котли паропроодуктивністю відповідно 950, 1 650, 2 650 т/год. У блоці потужністю 1 200 МВт працює котел паропроодуктивністю 3 950 т/год.

Енергія пари приводить в обертання ротор парової турбіни. Турбіна становить ротаційний тепловий двигун лопаткового типу. Струмінь робочого тіла надходить через напрямні апарати – сопла на криволінійні лопатки, закріплені на окружності робочого колеса, і, обертаючись, виходить із них. Завдяки повороту потоку виникає окружна сила, що створює обертовий момент, який приводить в обертання робоче колесо, закріплене на валу. У процесі розширення робочого тіла (пари) у соплах потенційна енергія переходить у кінетичну, що супроводжується збільшенням швидкості потоку. Пара

розширюється в ступінях турбіни і виконує роботу. Механічна енергія обертання вала турбіни передається електрогенератору, що виробляє електроенергію, яка після підвищення напруги в трансформаторі направляється по лініях електропередачі до споживача.

Продукти згоряння палива проходять через газовий тракт котла (перед економайзером температура газів складає 500–600 °С, перед повітропідігрівником – 300–450 °С) і віддають свою теплоту поверхням нагрівання котла (за повітропідігрівником газу мають температуру 110–160 °С). Потім надходять у систему очищення димових газів (золоуловлювачі), далі димососом подаються в димар і розсіюються в атмосфері. Зола, яка уловлюється в системі очищення разом зі шлаком, що утворюється в топковій камері, направляється на золовідвал. Частина золи випадає в нижню частину топки у вигляді шлаку. Видалення уловленої золи і шлаку здійснюється пристроями систем золовидалення і шлакоудаління.

Пара, яка відробила у турбіні, подається в конденсатор, де конденсується, віддаючи тепло охолодженій воді. Остання перекачується циркуляційним насосом з охолоджувачів, якими слугують градирні чи природні водойми – озера, ріки, водоймища. Конденсатор – теплообмінний апарат, призначений для перетворення пари, що відробила в турбіні, в рідкий стан – конденсат. Конденсація пари відбувається шляхом зіткнення його з поверхнею тіла, яка має температуру, нижчу температури насичення пари при тиску в конденсаторі. Конденсація пари супроводжується виділенням теплоти, витраченої раніше на випаровування рідини.

Конструктивно пара надходить із турбіни і конденсується на поверхні конденсаційних трубок, усередині яких протікає охолоджувальна вода. Конденсат, що утворюється, стікає в нижню частину конденсатора. Завдяки різкому зменшенню питомого обсягу пари створюється низький тиск пари, яка відробила, (вакуум). Чим нижче температура охолоджувальної води і чим більше її витрата, тим більш глибокий вакуум можна одержати в конденсаторі. Тиск у конденсаторі зазвичай складає 4,0 кПа.

Конденсат, що утворюється, відкачується з конденсатора конденсатним насосом і надходить у систему підігрівників низького тиску, де підігрівається парою, що відбирається з турбіни. Потім подається у деаератор, у якому звільняється від газів, що містяться – кисню, вуглекислого і деяких інших, і додатково підігрівається добірною парою. Нарешті, деаерована вода живильним насосом подається в систему підігрівників високого тиску, у який після підігріву парою високого тиску з отборів турбіни надходить у котел.

На цьому цикл замикається. Втрати робочого тіла компенсуються в системі водоїдготовки очищеною додатковою водою.

Основним показником енергетичної ефективності електростанції є коефіцієнт корисної дії (ККД) відпуску електричної енергії, який називається абсолютним електричним коефіцієнтом корисної дії електростанції. Він визначається відношенням відпущеної (виробленої) електроенергії до витраченої енергії (теплоти спаленого палива) і складає 35–40 %.

3.2 Теплоелектроцентралі

Теплоелектроцентралі, як і КЕС, виробляють електроенергію. Крім цього, відпускають споживачу теплову енергію у вигляді пари і гарячої води для технологічних потреб виробництва та гарячої води для комунально-побутового споживання (опалення, гарячого водопостачання). За такого комбінованого виробництва теплової й електричної енергії в теплову мережу віддається більша теплота пари, що відробила в турбінах. Це спричиняє зниження витрати палива на 25–30 % порівняно з роздільним виробленням електроенергії на КЕС і теплоти в районних котельнях. Оскільки для виробничих і побутових нестач потрібні пара чи вода у широкому діапазоні температур і тисків, на ТЕЦ застосовуються теплофікаційні турбіни різних типів залежно від характеру споживання теплоти.

На рисунку 3.2 представлена схема ТЕЦ з так званими турбінами з погіршеним вакуумом, тиск у конденсаторі яких підтримується на рівні достатньому, щоб температура насичення пари була високою для нагрівання охоложувальної води в конденсаторі. Нагріта до необхідної температури вода направляється споживачу.

На рисунку 3.3 зображена схема ТЕЦ, у якій застосовані так звані турбіни з протитиском. В установках цього типу конденсатор відсутній, а пара, яка відробила, направляється з турбіни по паропроводу на виробництво, де віддає теплоту і конденсується. З виробництва конденсат повертається для живлення котлів. Тиск пари на виході з турбіни визначається потребами виробництва.

На рисунку 3.4 показана схема ТЕЦ з турбінами з відбором пари. Згідно з цією схемою частина пари достатньо високих параметрів відбирається з проміжних ступенів турбіни.

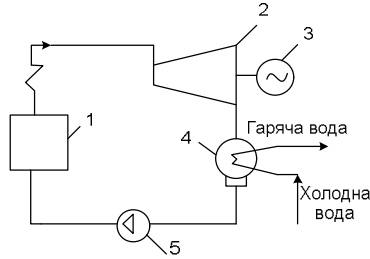


Рисунок 3.2 – ТЕЦ із турбінами з погіршеним вакуумом:
 1 – паровий котел, 2 – турбіна, 3 – електрогенератор,
 4 – конденсатор, 5 – живильний насос

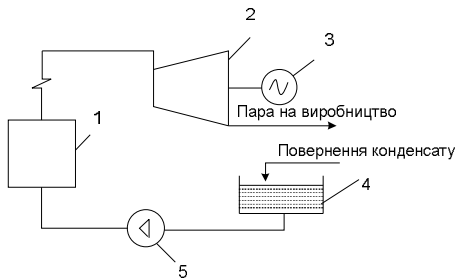


Рисунок 3.3 – ТЕЦ із турбінами з протискком: 1 – паровий котел,
 2 – турбіна, 3 – електрогенератор, 4 – живильний бак,
 5 – живильний насос

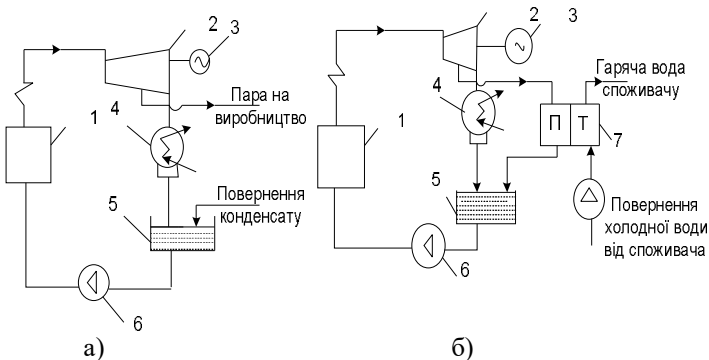


Рисунок 3.4 – ТЕЦ із турбінами з відбором пари: а – із виробничим відбором; б – із теплофікаційним відбором; 1 – паровий котел;
 2 – турбіна, 3 – електрогенератор, 4 – конденсатор, 5 – живильний бак,
 6 – живильний насос; 7 – підігрівник-теплообмінник

Відібрана пара може бути спрямована на виробництво (так названий виробничий добір), звідки конденсат повертається в установку (рис. 3.4, а), або в спеціальні підігрівники-теплообмінники, де нагріває воду, що потім використовується для опалювальних цілей (так названий теплофікаційний добір) (рис. 3.4, б). Варто помітити, що на сучасних ТЕЦ найбільш поширені турбіни з відбором пари.

3.3 Атомні електричні станції

Теплові схеми атомних електростанцій залежать від типу реактора, виду теплоносія, складу устаткування і можуть бути одно-, дво- та триконтурними.

В одноконтурних схемах (рис. 3.5) пара виробляється безпосередньо в реакторі. Отримана пароводяна суміш (паровмістом до 15 %) подається в барабан-сепаратор, звідки отсепарована насичена пара надходить у парову турбіну. Пара, що відробила у турбіні, конденсується. Конденсат циркуляційним насосом подається до реактора.

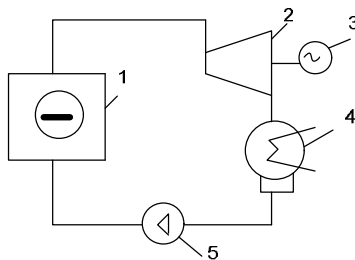


Рисунок 3.5 – Теплова схема простішої одноконтурної атомної станції:

1 – ядерний реактор, 2 – турбіна, 3 – електрогенератор,
4 – конденсатор, 5 – живильний насос

Одноконтурна схема найбільш проста в конструктивному відношенні і достатньо економічна. Однак робоче тіло на виході з реактора стає радіоактивним, що висуває підвищені вимоги до біологічного захисту й ускладнює проведення контролю і ремонту устаткування.

У двоконтурних схемах (рис. 3.6) існують два самостійних контури. Контур теплоносія – перший; контур робочого тіла – другий. Загальне устаткування обох контурів – парогенератор. Нагрітий у реакторі теплоносієм надходить у парогенератор, де віддає свою

теплоту робочому тілу, а потім за допомогою головного циркуляційного насоса повертається в реактор. У першому контурі знаходиться компенсатор обсягу, що регулює підтримку тиску в контурі при зміні температури на рівні значно вищому, ніж у другому. Отриманий у парогенераторі пар подається в турбіну, де здійснює роботу. Потім конденсується, і конденсат живильним насосом подається в парогенератор. Наявність парогенератора ускладнює установку і зменшує її економічність, але перешкоджає появі радіоактивності в другому контурі.

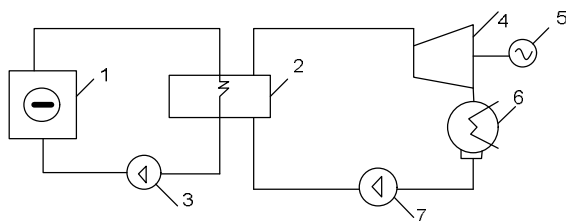


Рисунок 3.6 – Теплова схема простішої двоконтурної атомної електростанції: 1 – ядерний реактор, 2 – теплообмінник-парогенератор, 3 – головний циркуляційний насос, 5 – електрогенератор, 6 – конденсатор, 7 – живильний насос

У триконтурній схемі теплоносіями першого контуру слугують рідкі метали, наприклад, натрій. Радіоактивний натрій першого контуру з реактора направляється в теплообмінник, де віддає теплоту натрію проміжного контуру, і циркуляційним насосом повертається в реактор. Тиск натрію в проміжному контурі вище, ніж у першому, для виключення витоків радіоактивного натрію. Натрій проміжного контуру віддає теплоту в парогенераторі робочому тілу (воді) третього контуру. Утворений в парогенераторі пар надходить у турбіну, виконує роботу, конденсується і живильним насосом подається в парогенератор. Триконтурна схема вимагає великих витрат, але забезпечує безпечну експлуатацію реактора.

Робота АЕС за технологічними умовами відрізняється від роботи теплової електростанції. Основним розходженням є те, що роль джерела теплоти на тепловій електростанції відіграє паровий котел, у якому спалюється органічне паливо, а на АЕС – ядерний реактор, теплота в якому виділяється в результаті розпаду ядерного палива. Ядерне паливо має високу теплотворну здатність (у мільйони разів вище, ніж органічне). В одному грамі урану міститься 2,6–1 021 ядер; під час розподілу всіх цих ядер виділяється енергія, що дорівнює

2 000 кВт·год. Для одержання такої кількості енергії потрібно спалити більш ніж 2 000 кг вугілля. У зв'язку з цим під час експлуатації АЕС витрати із доставки і транспортування палива зведені до мінімуму. Проте під час експлуатації АЕС у процесі роботи ядерного реактора утворюється велика кількість радіоактивних речовин у паливі, конструкційних матеріалах, теплоносії. Тому АЕС є потенційним джерелом радіаційної небезпеки для обслуговуючого персоналу, а також навколишнього середовища. Це потребує підвищених вимог до надійності і безпеки її експлуатації.

3.4 Нерівномірність теплових та електричних навантажень

Особливістю роботи електричних станцій є те, що загальна кількість електричної енергії, яку виробляють у кожний момент часу, майже цілком відповідає кількості споживаної.

Найчастіше вони працюють паралельно в енергетичній системі, покриваючи загальне електричне навантаження системи й одночасно теплове навантаження свого району (якщо електростанція не конденсаційна). Проте є електростанції місцевого значення, які обслуговують окремий район, без підімкнення до загальної енергетичної системи. У цих випадках електрична станція бере на себе загальне електричне навантаження району.

Загальне електричне навантаження промислового району складається переважно з навантаження, пов'язаного із забезпеченням споживача електроенергією для виробничих потреб, приводу електродвигунів залізничного і міського транспорту, а також з витратою енергії на освітлення і побутові потреби.

Складові частини загального навантаження змінюються як протягом доби, так і протягом року. Для п'ятиденного робочого тижня промислове навантаження є основною складовою загального електричного навантаження в робочі дні тижня. У недільні та святкові дні промислове навантаження різко спадає, помітно зменшуючи загальне електричне навантаження.

Графічне зображення залежності електроспоживання від часу називають графік електричного навантаження. На рисунку 3.7 наведено типові добові графіки електричного навантаження (промисловий, освітлювально-побутовий і сумарний). Мінімум промислового навантаження спостерігають зазвичай у нічний час, коли енергію споживають лише підприємства, які працюють у три зміни. Найбільше навантаження в період від 8 до 16 години, коли

енергію подають майже всім підприємствам. У період із 16 до 24 години навантаження має проміжне значення (енергію споживають підприємства, які працюють у дві і три зміни). Провал електричного навантаження в денний час пов'язаний зі зменшенням споживання електроенергії під час обідніх перерв.

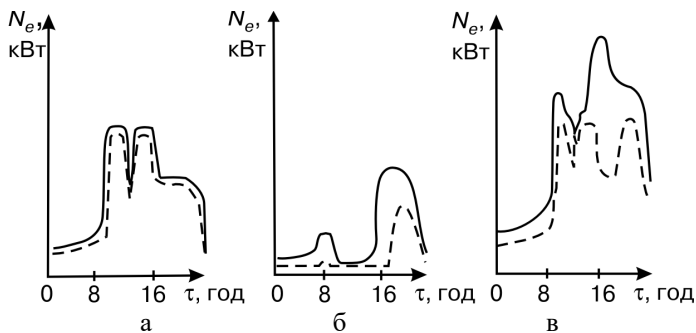


Рисунок 3.7 – Добові графіки електричного навантаження:
a – промисловий; *б* – освітлювально-побутовий; *в* – сумарний;
 — — зима; ---- — літо

Якісно літній добовий графік промислового навантаження не відрізняється від зимового. Освітлювально-побутове навантаження істотно залежить від пори року і має найбільше значення у вечірні години взимку. Влітку добовий максимум навантаження (пік) знижується за абсолютним розміром і тривалістю і настає пізніше. Освітлювально-побутове навантаження містить у собі також навантаження від електропобутових приладів, які зазвичай мають різко виражений за розміром максимум у вечірні години. Ранковий пік освітлювально-побутового навантаження пов'язаний зі збільшенням електроенергії на побутові потреби.

Сумарний графік промислового і освітлювально-побутового навантаження має два максимуми споживання електроенергії протягом доби. Якщо цей графік доповнити навантаженням електрифікованого транспорту, урахувати витрати енергії на власні потреби станції і втрати в лініях електричних передач, то характер залежності навантаження від часу не зміниться (рис. 3.8). Максимум електричного навантаження, який настає в зимовий час у другий половині дня, визначає загальний добовий максимум електричного навантаження і загальної потужності працюючих агрегатів, потрібних для забезпечення електроенергією всіх споживачів.

Якщо електростанція працює ізольовано, то сумарний графік електричного навантаження цього району має збігатися з електричним навантаженням електростанції. Якщо ТЕС працює в складі єдиної енергосистеми, то вона віддає енергію в загальну систему і сумарний графік електричного навантаження характеризує роботу системи (району), а навантаження кожної окремої електростанції визначає диспетчерська служба.

Аналіз графіків електричного навантаження показує, що споживання електричної енергії відбувається нерівномірно. Відношення кількості виробленої енергії за певний період до тієї кількості енергії, яку виробила б електростанція за той самий час, працюючи з максимальним навантаженням, називається коефіцієнтом використання максимуму – μ_{\max} . Іноді це відношення називають також коефіцієнтом заповнення графіка електричного навантаження. З цього визначення випливає, що

$$\mu_{\max} = \frac{y}{N_{e\max} \tau_p} \quad (3.1)$$

де E – загальна кількість виробленої електроенергії, кВт·год; $N_{e\max}$ – максимальне навантаження, кВт; τ_p – кількість годин роботи електростанції.

Чим більше μ_{\max} , тим повніше використовують потужності устаткування. Для системи, яка об'єднує велику кількість електростанцій, коефіцієнт використання максимуму найчастіше значно вищий, ніж для окремих електростанцій, які працюють ізольовано.

У великих системах коефіцієнт використання максимуму зазвичай вищий, ніж для районних енергосистем.

Велике значення мають річні графіки електричного навантаження, які складають за даними добових графіків. Характер річних графіків протягом кількох років змінюється неістотно, у зв'язку з чим полегшується завдання їхньої побудови на майбутній період.

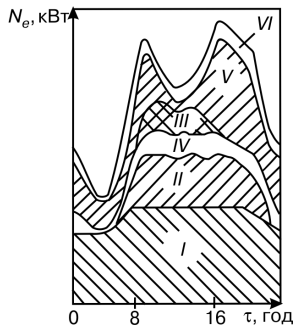


Рисунок 3.8 – Повний добовий графік електричного навантаження: I, II, III – три-, дво- і однозмінні промислові підприємства відповідно; IV – електрифікований транспорт; V – освітлювально-побутове навантаження; VI – втрати і власні потреби станції

Річний графік навантаження енергосистеми покривають агрегати й електростанції різної економічності. Розподіляти сумарне навантаження між окремими електростанціями (агрегатами) відповідно до загального графіка потрібно так, щоб забезпечити найекономічнішу роботу системи в цілому. Цього можна досягти, якщо електростанції, які мають менші паливні й експлуатаційні витрати, будуть завантажувати на більшу кількість годин використання в році, а електростанції з великими паливними й експлуатаційними витратами – на меншу кількість годин.

На рисунку 3.9 показано типову криву тривалості зміни річних електричних навантажень.

Електростанції, які працюють значну частину року з найбільшим можливим навантаженням і тим самим беруть участь у покритті нижньої частини графіка тривалості навантаження (рис. 3.9), називають базовими. Електростанції, які використовують тільки протягом частини року для покриття пікового навантаження, називають піковими.

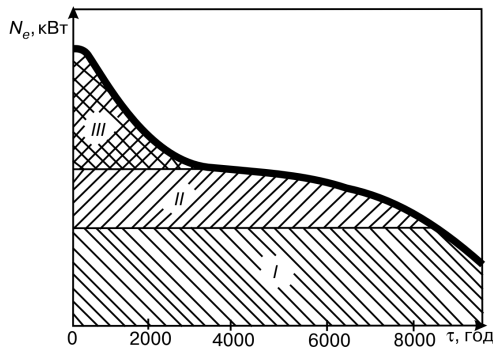


Рисунок 3.9 – Графік річних електричних навантажень за тривалістю:
 I – базове навантаження; II – проміжне навантаження; III – пікове навантаження

Поряд з базовими і піковими в системі є електростанції, які несуть проміжне навантаження між базовим і піковим.

Добовий графік електричного навантаження покривають базові, пікові та напівпікові електростанції (агрегати). Разом із тим базові електростанції працюють безупинно з повним (номінальним) навантаженням, а пікові вмикаються тільки в години, коли потрібно покривати верхню (III) частину графіка. Напівпікові установки зі

зменшення загального електричного навантаження або переводять на знижені навантаження, або виводять у резерв. Багато агрегатів, які несуть проміжне навантаження, зупиняють на суботу, неділю та святкові дні.

Для покриття пікових навантажень споруджують спеціальні пікові електростанції. Їх розміщують поблизу споживачів і пристосовують для частого пуску і зупину. Вартість цих електростанцій має бути значно нижча, ніж базових, тому що кількість годин використання їх невелика. ККД пікової установки може бути невисоким, а головною вимогою для них є можливість швидкого пуску і зупину.

Для того щоб покривати пікові навантаження, можна також використовувати установки, які працюють на дорогому органічному паливі, і електростанції із застарілим обладнанням, а також гідроелектростанції. Однак у паводковий період, коли запаси води досягають гранично допустимих значень, гідроелектростанціям відводять базове навантаження.

Однією з основних характеристик електростанції є встановлена потужність, яку визначають як суму номінальних потужностей усіх турбогенераторів. Водночас під *номінальною потужністю* розуміють найбільшу потужність, з якою турбогенератор може працювати тривалий час у режимах, які залежать від технічних умов.

Щоб оцінити напруженість роботи електростанції і те, як використовують основне устаткування, вводять коефіцієнт використання встановленої потужності станції $\mu_{в.в.п}$, який становить відношення кількості виробленої енергії E протягом року до можливої кількості виробленої енергії за той самий період під час роботи електростанції з встановленою потужністю $N_{ев.п}$:

$$\mu_{в.в.п} = \frac{E}{N_{ев.п} \cdot \tau_p}, \quad (3.2)$$

де $\tau_p = 8\,760$ год – кількість годин у році.

Робота електростанції характеризується також кількістю годин використання встановленої потужності за рік:

$$\tau_{в.в.п} = \frac{E}{E_{в.п}}. \quad (3.3)$$

Із залежностей (3.2) і (3.3) видно, що $\mu_{в.в.п}$ і $\tau_{в.в.п}$ зв'язані:

$$\mu_{в.в.п} = \frac{\tau_{в.в.п}}{\tau_p} = \frac{\tau_{в.в.п}}{8760}. \quad (3.4)$$

Кількість годин використання встановленої потужності залежить від того, у якому режимі працює електростанція, тобто чи є вона базовою, піковою або несе проміжне навантаження. Для електростанцій, які працюють із базовим навантаженням, кількість годин використання встановленої потужності зазвичай дорівнює

6 000–7 000 год/рік, а для спеціальних пікових установок може становити 2 000–3 000 год/рік.

Графіки електричних навантажень використовують у плануванні електричних навантажень електростанцій і систем, для розподілу навантажень між окремими електростанціями й агрегатами, у розрахунках кількості вахтового складу робітників і кількості резервного устаткування, визначенні потрібної встановленої потужності і резерву, кількості й одиничної потужності агрегатів, для розробки планів ремонту устаткування і визначення ремонтного резерву, а також для вирішення ряду інших завдань.

Споживачів забезпечують тепловою енергією за графіками теплового навантаження.

Теплова енергія потрібна для технологічних процесів у промисловості, для опалення, вентиляції та кондиціонування повітря, а також для побутових потреб виробничих, житлових та громадських будинків. Для виробничих потреб використовують насичену пару тиском від 0,15 МПа до 1,6 МПа. Проте, щоб зменшити втрати під час транспортування й уникнути безупинного дронування води з комунікацій електростанції, пару відпускають із невеликим перегрівом. Гарячу воду на опалення, вентиляцію і побутові потреби подають з температурою від 70 °С до 180 °С.

Теплове навантаження ТЕЦ, зумовлене витратою теплоти на виробничі процеси і побутові потреби (гаряче водопостачання), практично не залежить від зовнішньої температури повітря, хоча влітку вона дещо менша, ніж узимку. Водночас промислове та побутове теплове навантаження різко змінюється протягом доби. Крім того, середньодобове навантаження на побутові потреби наприкінці тижня і в передсвяткові дні значно вище, ніж в інші робочі дні тижня. Типовий графік зміни добового теплового навантаження промислових підприємств наведено на рисунку 3.10.

Опалювальне теплове навантаження, витрата теплоти на вентиляцію та кондиціонування повітря залежать від температури зовнішнього повітря і мають сезонний характер. Витрата теплоти на опалення найбільша взимку, і цілком немає її в літній період, на кондиціонування повітря теплоту витрачають тільки влітку.

На рисунку 3.11 наведено річний графік опалювального навантаження, а на рисунку 3.12 – сумарний річний графік теплового навантаження за тривалістю. Кількість годин використання максимуму цього навантаження визначають співвідношення:

$$\tau_{\max} = \frac{Q_p}{Q_{\max}}, \quad (3.5)$$

де Q_p – загальна кількість теплоти, що відпускає ТЕЦ протягом року, ГДж/рік; Q_{\max} – максимальне теплове навантаження, ГДж/год.

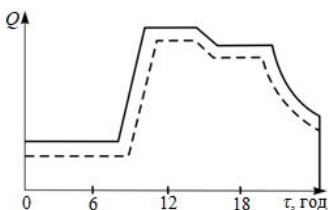


Рисунок 3.10 – Графік добового теплового навантаження підприємств

За аналогічними співвідношеннями можна визначити також кількість годин використання максимуму окремо для опалювально-побутового і промислового навантажень. Для промислового навантаження τ_{\max} може досягати 6 000 год/рік, водночас для опалювально-побутового зазвичай знаходиться в межах 2 500–4 000 год/рік.

Отже, від технологічного навантаження збільшується кількість годин використання максимуму загального теплового навантаження. Однак для великих міських і приміських ТЕЦ основним видом теплового навантаження є опалювальне. Кількість годин використання максимуму опалювального навантаження менша, ніж електричного.

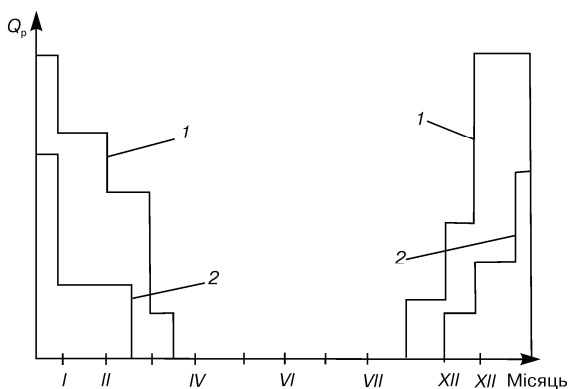


Рисунок 3.11 – Річний графік опалювального навантаження:
1 – максимальні значення; 2 – мінімальні значення

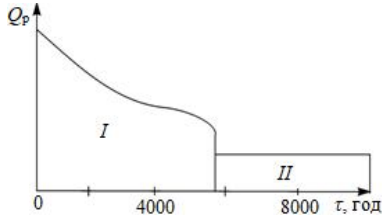


Рисунок 3.12 – Сумарний річний графік теплового навантаження за тривалістю: *I* – опалувальний період; *II* – літній період

Контрольні запитання

1. Теплові електростанції: види, технологічна схема виробництва енергії, основне і допоміжне обладнання.
2. Теплоелектроцентралі: призначення і особливості виробництва енергії.
3. Атомні електростанції: особливості, принципова схема.
4. Графіки електричних і теплових навантажень та способи їхнього покриття.
5. Коефіцієнт використання встановленої потужності та кількості годин використання встановленої потужності.

4 НЕТРАДИЦІЙНІ ТА ПОНОВЛЮВАЛЬНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ

4.1 Загальні питання

Як було наголошено вище, характер взаємодії між людством і природою визначається насамперед людиною й антропогенним впливом на навколишнє середовище. Існуючі моделі розвитку суспільства визначають прямо пропорційну залежність між науково-технічним прогресом (символом економічного стану) і споживанням енергії на душу населення. У країнах Західної Європи воно становить більше трьох умовних тонн вугілля на рік (близько 100 ГДж), у США і Канаді цей показник утричі вищий (300 ГДж), але у більшості країн Африки – у 30–40 разів нижчий.

Проблеми використання нетрадиційних і поновлюваних джерел енергії (НПДЕ) у різних галузях народного господарства почали розв'язуватися з другої половини ХХ ст. До цього спонукали кризові ситуації: світова енергетична криза 1973 р. і Чорнобильська катастрофа 1986 р., які змусили більшість країн переглянути свою енергетичну політику щодо темпів і перспектив практичного застосування НПДЕ.

Взагалі під нетрадиційними і поновлюваними джерелами енергії визначають джерела електричної і теплової енергії, що використовують енергетичні ресурси рік, водоймищ і промислових водостоків, енергію вітру, сонця, біомаси, стічних вод, твердих побутових відходів та ін.

Основні джерела поновлюваної енергії:

- сонячне випромінювання;
- гравітаційна взаємодія Сонця, Місяця і Землі, наслідком чого, наприклад, є морські припливи і відливи;
- тепла енергія ядра Землі, а також хімічних реакцій і радіоактивного розпаду в її надрах, які проявляються, зокрема, у вигляді геотермальної енергії джерел гарячої води – гейзерів.

Навколишній простір безупинно пронизується потоками енергії від різних джерел. Зокрема, повний потік сонячного випромінювання на Землю дорівнює $1,2 \times 10^{17}$ Вт, тобто на одну людину припадає близько 30 МВт, що відповідає потужності 10 великих дизель-електрогенераторів.

Важливість використання нетрадиційних і поновлюваних джерел енергії обумовлена тим, що населення Землі станом на 2019 р. становило 7,7 млрд осіб, продовжує зростати і до 2050 року сягне 9,7 млрд осіб, а за попередніми оцінками до кінця століття збільшиться

приблизно до 11 млрд осіб, при середньому споживанні потужності на душу населення – 0,8 кВт. Національні розходження рівнів спожитої енергії – від 10 кВт у США, 4 кВт – у країнах Європи до 0,1 кВт – у Центральній Африці. Середні темпи зростання національного доходу в країнах сучасного світу складають 2–5 % у рік. Разом із тим щорічне підвищення споживання енергії з урахуванням зростання населення повинно бути 4–8 %, що неможливо забезпечити без використання нових джерел енергії. Нарощування виробництва енергії такими темпами шляхом спалювання вуглеводних палив веде до серйозних екологічних наслідків, зокрема, до парникового ефекту.

Інтерес до НПДЕ у всьому світі зумовлений двома негативними тенденціями розвитку традиційної енергетики: швидким виснаженням природних ПЕР і забрудненням навколишнього середовища. За даними ООН, уже до середини ХХІ ст. можливе виснаження таких видів ПЕР, як нафта, газ і уран (U^{238}).

Особливу роль у виникненні ПЕР на Землі відіграє Сонце. Сонячна енергія протягом мільйонів років була рушійною силою виникнення родовищ нафти, газу та твердого палива. Одним із основних напрямів нетрадиційної енергетики є використання енергії Сонця прямими і непрямими методами.

Прямі методи використання сонячної енергії ґрунтуються на перетворенні променевої енергії Сонця на електричну і теплову, непрямі – дозволяють використовувати кінетичну і потенційну енергію, що виникає внаслідок сонячного випромінювання з біосфери. Це енергія вітру, біомаси (органічні відходи в господарській діяльності людини, енергетичні плантації), океанів і морів (наприклад, енергія припливів і відпливів, температурного градієнта великих товщ води), гідроенергія (великих та малих річок, що виступають як гідроакумуляційні системи).

У 2018 р. відновлювані ресурси забезпечували майже 45 % світового зростання виробництва електроенергії – виробництво збільшилось на 450 ТВт·год (7 %) порівняно з попереднім (2017) роком. Наразі частка відновлюваних джерел складає 25 % у виробництві енергії у світі. За даними Міжнародної енергетичної агенції [13, 14] (IEA World Energy Balances, 2019) відновлювані ресурси (гідро-, вітрова, сонячна енергія та ін.) становлять значну частину в загальному постачанні первинної енергії у світі (табл. 4.1), а також в європейських країнах (табл. 4.2), зокрема в Україні поступово збільшуються встановлені електроенергетичні потужності відновлюваної енергетики [14] (теплота згорання 1 т нафтового еквівалента (1 т н.е.) – $Q_H^P = 41,86$ ГДж.).

Таблиця 4.1 – Загальне постачання первинної енергії у світі за різними джерелами

Країна	Разом	Вугілля	Природний газ	Ядерна енергія	Гідро-енергія	Вітрова, сонячна, ін.	Біопаливо, відходи	Нафта
	<i>Кілотони нафтового еквівалента (к toe)</i>							
Тихоокеанська Азія	5 816 958	2 806 021	630 166	130 299	144 420	125 995	519 526	1 459 583
Північна Америка	2 624 393	360 451	807 396	247 755	62 500	46 817	123 933	976 019
Європа	1 998 105	321 869	504 120	244 092	49 751	67 442	174 284	635 011
Євразія	907 999	155 893	481 846	53 962	21 428	235	8 521	188 072
Африка	812 010	109 577	122 599	3 698	10 540	6 090	367 459	191 290
Близький Схід	750 158	3 792	418 173	1 958	1 517	564	917	322 644
Центральна та Південна Америка	650 097	32 331	142 435	5 720	60 872	9 686	134 200	264 642

Таблиця 4.2 – Загальне постачання первинної енергії в Європі за різними джерелами

Країна	Разом	Вугілля	Природний газ	Ядерна енергія	Гідро-енергія	Вітрова, сонячна, ін.	Біопаливо, відходи	Нафта
	<i>Кілотони нафтового еквівалента (к toe)</i>							
Вся Європа	1 998 105	321 869	504 120	244 092	49 751	67 442	174 284	635 011
Німеччина	311 245	71 414	75 341	19 887	1 733	13 407	31 012	102 965
Франція	247 086	9 891	38 492	103 796	4 297	3 579	17 912	72 568
Великобританія	175 883	9 564	67 839	18 327	510	5 344	12 414	60 616
Італія	153 445	9 344	61 549		3 113	9 331	14 861	52 001
Туреччина	146 797	40 089	44 232		5 006	10 170	3 032	44 318
Іспанія	126 014	12 649	27 266	15 123	1 615	7 594	7 540	53 438
Польща	103 845	49 421	15 445		220	1 373	8 145	29 028
Україна	89 462	25 757	24 554	22 449	769	149	2 989	12 696

Енергетична стратегія України на період до 2030 року, яка передбачає використання нетрадиційних і поновлюваних джерел енергії в наростаючих масштабах. З обліком природних, географічних і метеорологічних умов перевага віддається малим гідроелектростанціям, вітроенергетичним установкам, біоенергетичним установкам, установкам для спалювання відходів рослинництва і побутових відходів, геліоводопідогрівачам. Потенціал цих джерел України оцінюється у 6 % від усієї розрахункової економії палива, що планується одержати шляхом енергозбереження. Водночас особливо підкреслюється, що вони дають реальну економію палива, відчутний соціальний ефект, значно зменшують негативний вплив енергетики на довкілля. Їхнє застосування символізує реальний перехід від марнотратної до раціональної економіки.

4.2 Геліоенергетика

Сонце є основним джерелом енергії, що забезпечує існування життя на Землі. Унаслідок реакцій ядерного синтезу в його активному ядрі досягаються температури до 10^7 K, а поверхня Сонця має температуру близько 6 000 K. Електромагнітним випромінюванням сонячна енергія передається в космічному просторі і досягає поверхні

Землі, з потужністю близько $1,2 \cdot 10^{11}$ Вт. Одержання такої енергії на протязі однієї години достатньо, щоб задовольнити енергетичні потреби всього населення Земної кулі протягом року. Максимальна щільність потоку сонячного випромінювання, що надходить на Землю, складає приблизно 1 кВт/м^2 . Залежно від місця, часу доби і погоди потоки сонячної енергії змінюються від 3 МДж/м^2 до 30 МДж/м^2 у день (для різних населених районів).

Для створення комфортних умов життя одній людині у середньому потрібно приблизно 2 кВт на добу, або приблизно 170 МДж енергії. Якщо прийняти ефективність перетворення сонячної енергії в зручну для споживання форму – 10% та потік сонячної енергії – 17 МДж/м^2 у день, то необхідну для однієї людини енергію можна одержати з 100 м^2 площі земної поверхні. При середній щільності населення в містах – 500 чоловік на 1 км^2 , на одну людину припадає близько 2000 м^2 земної поверхні. Отже, достатньо всього 5% цієї площі, щоб завдяки сонячній енергії, що знімається з неї, задовольнити енергетичні потреби людини.

Для характеристики сонячного випромінювання і взаємодії його з речовиною використовуються такі основні величини.

Потік випромінювання – енергія, що випромінюється електромагнітними хвилями за одну секунду через одиницю довільної поверхні [$\text{Дж/с} = \text{Вт}$].

Щільність потоку випромінювання (енергетична освітленість) – відношення потоку випромінювання до площі поверхні, що опромінюється. Щільність потоку випромінювання від Сонця, що падає на перпендикулярну йому площадку поза земною атмосферою, ще називається **сонячною константою δ** .

Коефіцієнт поглинання – відношення потоку випромінювання, що поглинається поверхнею тіла, до потоку випромінювання, який падає на цю поверхню в тому саме спектральному інтервалі. Залежить від частоти (довжини хвилі) випромінювання, природи і температури тіла. Тіло, для якого коефіцієнт поглинання дорівнює одиниці, поглинає все падаюче на нього випромінювання і називається абсолютно чорним тілом.

Відбивна здатність тіла – відношення потоку випромінювання, відбитого поверхнею тіла, до потоку, падаючого на його поверхню. Для поверхонь, що розсіюють падаюче сонячне випромінювання, цю величину називають *альbedo*.

Сонячні водопідігрівники (геліоводопідігрівники). Перетворення сонячної енергії в теплову забезпечується завдяки здатності атомів речовини поглинати електромагнітне випромінювання. Водночас

енергія електромагнітного випромінювання перетворюється в кінетичну енергію атомів і молекул речовини, тобто в теплову енергію. Результатом цього є підвищення температури тіла.

Для енергетичних цілей найбільш розповсюджено використання сонячного випромінювання для нагрівання води в системах опалення і гарячого водопостачання. Основним елементом сонячної нагрівальної системи є приймач, у якому відбувається поглинання сонячного випромінювання і передача енергії рідини. Найбільш розповсюджені плоскі (нефокусуєчі) приймачі, які дозволяють збирати як пряме, так і розсіяне випромінювання і, через це здатні працювати також і в хмарну погоду. Вони мають невисоку вартість і є кращими при нагріванні рідин до температур нижче за 100 °С.

Зупинимось на характеристиці деяких конструкцій сонячної нагрівальної системи:

- відкритий резервуар на поверхні землі (наприклад, басейн) – найпростіший можливий нагрівач води. Підвищення температури води обмежено високим коефіцієнтом відзеркалення поверхні води, тепловіддачею до землі та повітря, витратою частини поглиненого тепла на випаровування води;

- відкритий резервуар (теплоізольований від землі). Підвищення температури води обмежено високим коефіцієнтом відзеркалення поверхні води, тепловіддачею до повітря, витратою частини поглиненого тепла на випаровування води;

- чорний резервуар (рідина знаходиться в ємності з чорною матовою поверхнею), зазвичай розташовуваної на даху будинку. Втрати тепла на випаровування відсутні, коефіцієнт поглинання чорної поверхні близький до одиниці. Нагрівачі цього типу недорогі, прості у виготовленні, дозволяють нагрівати воду до температури близько 45 °С. Широко поширилися в Японії, Ізраїлі;

- чорний резервуар (з теплоізолюваним дном). Дозволяє зменшити майже в два-три рази втрати тепла, які наявні в попередній конструкції. Для досягнення цього достатньо всього декількох сантиметрів ізолювального шару (практично будь-якого пористого матеріалу з розміром пір до 1 мм), що укладається на дно ємності;

- закриті чорні нагрівачі (ємність нагрівача міститься в контейнері із прозорою для сонячного випромінювання кришкою, кращим матеріалом для якої є скло). Дозволяють виключити тепловіддачу від приймача в повітря, особливо, у вітряну погоду;

- металеві проточні нагрівачі (вода протікає по паралельним трубкам, закріпленим на зачорненій металевій пластині). Діаметр трубок зазвичай складає близько 2 см, відстань між ними 20 см,

товщина пластини 0,3 см. Пластину з трубками для захисту від вітру поміщають у контейнер зі скляною кришкою.

Характеристики проточного нагрівача можуть бути поліпшені шляхом зменшення конвективного переносу між прийомною пластиною і скляною кришкою та радіаційних втрат від пластини, а також використання вакуумованих приймачів, у яких заповнена рідиною чорна трубка міститься у середині зовнішньої скляної трубки й у просторі між ними створюється вакуум. Останнє виключає конвективне перенесення тепла через зовнішню поверхню.

Нагріту в проточному нагрівачі рідину можна використовувати відразу чи запасати. Прокачування нагрітої рідини може здійснюватися як примусово, так і природною циркуляцією (конвекцією). В останньому випадку нагрівач повинний знаходитися нижче нагромаджувача нагрітої води. Швидкість прокачування вибирають такою, щоб температура води підвищувалась приблизно на 4 °С при кожнім проході через нагрівач.

Перевагою системи з примусовою циркуляцією є: можливість використання існуючих водонагрівальних систем шляхом введення до їхнього складу приймача сонячного випромінювання і насосу; немає необхідності розташовувати накопичувальну ємність вище приймача. Недолік – залежність від електроенергії, що споживається насосом.

Підігрівники повітря. Сонячне випромінювання можна використовувати для підігріву повітря, просушування зерна, для обігріву будинків. Для останніх у кліматичній зоні України витрачається більше третини усіх первинних енергетичних ресурсів. Часткове розвантаження енергетики, пов'язане з проектуванням чи перебудовою будинків шляхом використання сонячного тепла, дозволяє заощадити значну кількість енергоносіїв систем теплопостачання.

Теплопровідність повітря набагато нижче, ніж води. Тому нагрівачі такого типу виготовляють з шорсткуватими прийомними поверхнями, які мають велику площу теплообміну, що дозволяє за рахунок турбулізації потоку підвищити інтенсивність тепловіддачі.

Сонячні системи для одержання електроенергії (сонячні електростанції). Концентрація сонячної енергії дозволяє одержувати температури до 700 °С, що достатньо для роботи звичайного теплового двигуна з прийнятним коефіцієнтом корисної дії. Наприклад, параболічний концентратор із діаметром дзеркала 30 м дозволяє сконцентрувати потужність випромінювання близько 700 кВт, що дає можливість одержати до 200 кВт електроенергії. Колектор передає сонячну енергію теплоносію (останній у цьому випадку може становити водяну пару високої температури), яка направляється в парову турбіну для вироблення електроенергії.

Для створення сонячних електростанцій великої потужності (близько 10 МВт) можливі два варіанти: розосереджені колектори і системи з центральною сонячною вежею. Сонячна електростанція з розосередженими колекторами складається з безлічі невеликих концентруючих колекторів, кожний з яких незалежно стежить за Сонцем, передає енергію рідині (теплоносію), яка збирається від усіх колекторів у центральній енергостанції і надходить на турбіну електрогенератора. Сонячна електростанція з центральною вежею складається з плоских дзеркал, які розташовані на великій площі, стежать за Сонцем і відбивають сонячні промені на центральний приймач, розміщений на вершині вежі.

Акумулятори теплової енергії. Застосування описаних нижче стандартних нагрівачів виявляється занадто дорогим для нагрівання великих обсягів рідини до температур ≤ 100 °С. У цьому випадку ефективне застосування «сонячного ставка», який становить оригінальний нагрівач, де теплозахисною поверхнею є вода.

У «сонячний ставок» (достатньо велику водойму, яка може бути вирита просто в землі) заливається кілька шарів води різного ступеня солоності. Шар найбільшої солоності, товщиною приблизно 0,5 м, розташовується на дні і нагрівається завдяки сонячному випромінюванню, яке поглинається дном водойми.

Таким чином, у неоднорідній водоймі придонний шар води більш солоний, ніж шар над ним, і його щільність хоча і зменшується під час нагрівання, але залишається вище щільності більш високого шару. Відсутність конвекції, що спостерігається в цьому випадку, веде до того, що придонний шар нагрівається усе сильніше. Використання розчинів, щільність яких підвищується під час нагрівання, дозволяє мати стабільні сонячні ставки, у яких досягається рівноважна температура 90 °С і вище. Наприклад, сонячний ставок у Ейн-Бореке (Ізраїль) виробляє 150 кВт електроенергії з площі 0,74 га при вартості 0,1 долар США за 1 кВт·год.

Пряме перетворення сонячної енергії в електричну (фотоелектричні перетворювачі). Найбільш оптимальним є пряме перетворення сонячної енергії в електричну, що стає можливим за використання *фотоефекту*.

Фотоефект – електричне явище, яке відбувається при освітленні речовини, а саме: вихід електронів із металів (фотоелектрична емісія чи зовнішній фотоефект); переміщення зарядів через границю розділу напівпровідників із різними типами провідності (р-п) (вентильний фотоефект); зміна електричної провідності (фотопровідність).

Під час освітлення границі розділу напівпровідників із різними типами провідності (р-п) між ними встановлюється різниця потенціалів (фото ЕДС). Це явище називається вентильним фотоелементом, на використанні якого засноване створення фотоелектричних перетворювачів енергії (сонячних елементів і батарей).

Сонячні елементи характеризуються коефіцієнтом перетворення сонячної енергії в електричну, котрий є відношенням падаючого на елемент потоку випромінювання до максимальної потужності електричної енергії, що виробляється. Кремнієві сонячні елементи мають коефіцієнт перетворення 10–15 %, тобто при освітленості 1 кВт/м² виробляють електричну потужність 1–1,5 Вт з кожного квадратного дециметра.

Типова структура сонячного елемента з р-п переходом подана на рисунку 4.1 і містить у собі: 1 – шар напівпровідника (товщиною 0,2–1,0 мікрон) з n-провідністю; 2 – шар напівпровідника (товщиною 250–400 мікронів) з р-провідністю; 3 – додатковий потенційний бар'єр (товщиною 0,2 мкм); 4 – металевий контакт із тильного боку; 5 – сполучний провідник із лицьовою поверхнею попереднього елемента; 6 – протиотражальне покриття; 7 – лицьовий контакт; 8 – провідник з'єднання з контактом наступного елемента. Сонячні елементи з'єднуються послідовно в сонячні модулі, які, зі свого боку, паралельно – у сонячні батареї (рис. 4.2).

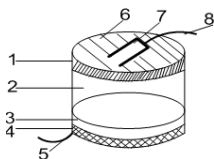


Рисунок 4.1 – Сонячний елемент

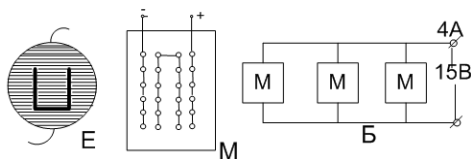


Рисунок 4.2 – Е – сонячний елемент, М – сонячний модуль, Б – сонячна батарея

Важливим показником, що характеризує можливість широкого використання фотоелектричних перетворювачів сонячної енергії в електричну, є вартість 1 Вт максимальної потужності. Тенденція зміни вартості сонячних панелей в Україні наведено на рис. 4.3 [15].

Як видно з рисунку 4.3, вартість сонячних панелей на ринку України зменшується. Згідно з літературними джерелами та статистичними даними, у 2014 році 10-ти кіловатна домашня сонячна станція коштувала до 18 000 доларів США, тоді як зараз аналогічна станція коштуватиме в 2 рази дешевше.



Рисунок 4.3 – Динаміка вартості сонячних панелей в Україні

Причини зниження вартості сонячних панелей в Україні:

– *зниження вартості панелей у Китаї*. Наприкінці 2018 року китайський уряд прийняв рішення щодо припинення субсидування сонячної енергетики. В той же час, США збільшили податок на ввезення сонячних панелей з Китаю. Ці два фактори призвели до тимчасового перевиробництва у Китаї і зниження вартості на панелі на міжнародному ринку;

– *скасування ПДВ на імпорт панелей в Україну*. Спричинило додаткове зниження вартості сонячних панелей.

– *покращилася логістика постачання до України*. Завдяки вже багаторічному стабільному збільшенню поставок імпорتنних панелей в Україну, вартість доставки кожного кіловату панелей значно знизилася;

– *зменшилася маржа компаній-інсталяторів*. Через велику конкуренцію інсталятори сонячних станцій значно знизили свою маржу на сонячні панелі.

Основними компонентами сонячної енергетичної установки є сонячна батарея з приладами контролю і керування, акумуляторна батарея, інвертор для перетворення постійного струму сонячної батареї в перемінний струм промислових параметрів, що споживається більшістю електричних пристроїв. Незважаючи на нерівномірність добового потоку сонячного випромінювання і його відсутність у нічний час, акумуляторна батарея завдяки накопиченню електрики, яка виробляється сонячною батареєю, дозволяє забезпечити безупинну роботу сонячної енергетичної установки. На рисунку 4.4 наведено, який відсоток від загальної вартості сонячної станції займає кожна компонента [15].

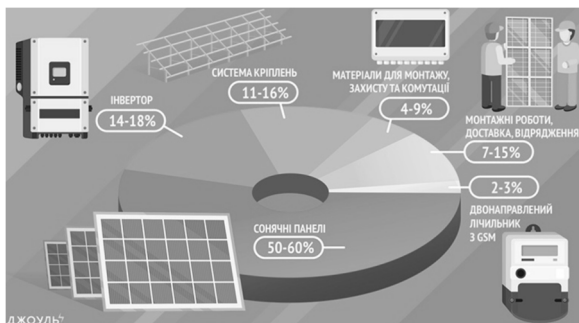


Рисунок 4.4 – Складові вартості сонячної станції

Із рисунку 4.4 видно, що достатньо вагомий внесок у загальну вартість сонячної електричної станції роблять комплектуючі.

4.3 Вітроенергетика

Вітер – це рух повітряних мас земної атмосфери, викликаний перепадом температур в атмосфері через нерівномірне нагрівання її сонцем. Використання енергії вітру – перетворення енергії сонця в механічну. Пристрої, що перетворюють енергію вітру в будь-яку іншу (механічну, теплову, електричну), називають вітроенергетичними установками (ВЕУ).

Інтерес до ВЕУ збільшився після енергетичної кризи 1973 р., коли різко підвищилась ціна на нафтопродукти. З того часу побудовано велику частину вітроустановок з широким використанням досягнень аеродинаміки, механіки, мікроелектроніки для контролю і керування. Вітроустановки потужністю від декількох кіловатів до мегаватів виробляються в Європі, США й інших частинах світу. Велика частина з них використовується для виробництва електроенергії як у складі енергосистеми, так і автономно.

Одна з основних умов під час проектування вітроустановок – забезпечення захисту від руйнування сильними випадковими поривами вітру. У середньому раз у 50 років у кожній місцевості бувають вітри зі швидкістю, яка у 5 – 10 разів перевищує середню (табл. 4.3). Тому вітроустановки проектують з великим запасом міцності, але максимальна проектна потужність визначається для стандартної швидкості вітру, за яку зазвичай приймають 12 м/с (табл. 4.4).

Таблиця 4.3 – Сила вітру по шкалі Бофорта та її вплив на вітроустановки та умови роботи

Бали Бофорта	Швидкість вітру	Характеристика сили вітру	Спостережливі ефекти дії	Вплив вітру на ВЕУ	Умови для роботи ВЕУ
1	0,4–1,8	Тихий	Дим з труби ледве відхиляється, на воді з'являються брижі	–	Відсутні
2	1,8–3,6	Легкий	Вітер відчувається лицем, шелестять листя, на воді виразне хвилювання	–	Відсутні
3	3,6–5,8	Слабкий	Хитається листя на деревах, розгортаються легкі прапори. На окремих хвилях з'являються «баранці»	Починають обертатися лопаті тихохідних ВЕУ	Погані для всіх установок
4	5,8–8,5	Помірний	Хитаються тонкі гілки дерев, підіймається пил та клаптики паперів, на воді багато «баранців»	Починають обертатися колеса всіх ВЕУ	Гарні
5	8,5–11	Свіжий	Починають розкачуватись листяні дерева, усі хвилі в «баранцях»	Потужність ВЕУ досягає 30 % від проєктної	Дуже гарні
6	11–14	Сильний	Розкачуються великі гілки дерев, гудять телефонні проводи, піняться гребні хвиль	Потужність у розрахунковому діапазоні близька до максимальної	Сприятливі для міцних малогабаритних установок
7	14–17	Міцний	Усі дерева розкачуються, з гребенів хвиль зривається піна	Максимальна потужність	Крайні допустимі
8	17–21	Дуже міцний	Ламаються гілки дерев, важко йти против вітру, з хвиль зриваються клаптики піни	ВЕУ починають вимикатися	Недопустимі
При швидкості вітру 21–34 м/с – шторм, понад 34 м/с – ураган					

Таблиця 4.4 – Параметри вітроенергетичних установок різної проектної потужності за швидкості вітру 12 м/с

Клас ВЕУ	Розрахункова (проектна потужність), кВт	Діаметр вітроколеса, м	Період обертання, с
Малі	10 25	6,4 10	0,3 0,4
Середні	50 100 150	14 20 25	0,6 0,9 1,1
Великі	250 500 1000	32 49 64	1,4 2,1 3,1
Дуже великі	2000 3000 4000	90 110 130	3,9 4,8 5,7

ВЕУ потрібно встановлювати доволі високо над місцевими перешкодами, щоб вітровий потік був сильним та однорідним із мінімальними змінами напрямку і швидкості, яка збільшується з висотою над поверхнею Землі. Найкращим місцем для розміщення ВЕУ є гладка куполоподібна нічим не затінена височина. Бажано, щоб в радіусі декількох сотень метрів вона була оточена полями чи водяною поверхнею. Голівки вітроустановок зазвичай знаходяться на висоті від 5 м до 50 м.

Для визначення швидкості U_z на цих висотах використовують апроксимаційну формулу, у яку входить значення стандартної швидкості вітру для цієї місцевості U_{10} на висоті 10 м, а саме $U_z = U_{10}(z/10)^b$, де z , м – висота, а $b = 0,14$ – параметр для відкритої місцевості. Чим менше значення швидкості, тим менше розрізняється навантаження, що зазнає лопать вітроколеса в нижнім та верхнім положенні. Значення параметра b різні в різну пору року і протягом однієї доби. Тому наведеною вище формулою потрібно користуватися дуже обачно, особливо для висот більш 50 м.

У районах зі сприятливими вітровими умовами середньорічне виробництво електроенергії вітроустановками складає 25–35 % його максимального проектного значення, термін експлуатації вітроустановок – 15–20 років, а вартість – від 1 000 доларів США до 1 500 доларів США за 1 кВт проектної потужності. Офіційні оцінки можливої частки вітроенергетики в енергетиці, наприклад, у Великобританії і Західній Німеччині, що не передбачають яких-небудь серйозних змін у сформованій інфраструктурі енергоспоживання, складають не менше 20 %.

Автономні вітроустановки дуже перспективні для заміни дизельних електростанцій і опалювальних установок, що працюють на нафтопродуктах, особливо у віддалених районах, і можуть бути призначені для безпосереднього виконання механічної роботи (наприклад, приводу водяного насоса) або для виробництва

електроенергії. В останньому випадку вони приводять в дію електрогенератор і разом з ними називаються вітрогенераторами.

Принцип дії і класифікація ВЕУ. Як уже було сказано, у вітроенергетичних установках енергія вітру перетворює в механічну енергію робочих органів. Первинним і основним з них є вітроколесо, що безпосередньо приймає на себе енергію вітру і, перетворює її в кінетичну енергію обертання.

Обертання вітроколеса під дією вітру обумовлено тим, що на будь-яке тіло, яке обтікається потоком газу, діє сила P , яку можна розкласти на дві складові: уздовж швидкості потоку (силу лобового опору F_0), і у напрямку, перпендикулярному швидкості потоку, що набігає, піднімальною силою F_n . Величини цих сил залежать від форми тіла, орієнтації його в потоці газу і швидкості. Під дією цих сил вітроколесо приводиться в обертання.

Вітроустановки класифікуються за двома основними ознаками: геометрії вітроколеса і його положенні щодо напрямку вітру. Якщо вісь обертання вітроколеса паралельна повітряному потоку, то установка називається горизонтально-осьовою, якщо перпендикулярна – вертикально-осьовою. Установки, що використовують силу лобового опору обертаються з лінійною швидкістю, меншою за швидкість вітру, а установки, що використовують підйомну силу, мають лінійну швидкість кінців лопатей, яка більше швидкості вітру.

Кожне вітроколесо характеризується:

– площею, що ометається S , тобто площею, що покривається його лопатями під час обертання і дорівнює $S = \pi D^2/4$, де D – діаметр вітроколеса;

– геометричним заповненням, що дорівнює відношенню площі проєкції лопат на площину, перпендикулярну потоку, до площі, що ометається (наприклад, за однакових лопатях чотирилопатне колесо має вдвічі більше заповнення, ніж дволопатне),

– коефіцієнтом потужності C_p , який характеризує ефективність використання енергії вітрового потоку та залежить від конструкції вітроколеса;

– коефіцієнтом швидкохідності Z , що дорівнює відношенню швидкості кінця лопаті до швидкості вітру.

За швидкості вітру U та щільності повітря ρ вітроколесо з площиною, що ометається S розвиває потужність $P = C_p S \rho U^3/2$, яка

пропорційна кубу швидкості вітру. ВЕУ з великим геометричним заповненням вітроколеса розвивають значну потужність за відносно слабкого вітру, максимум потужності досягається за невеликих обертань колеса. ВЕУ з малим заповненням досягають максимальної

потужності за великих обертаннях та потребують більшого часу для виходу на цей режим. Тому перші використовуються у водяних насосах і, навіть, за слабого вітру зберігають працездатність, а другі задіяні як електрогенератори, де необхідна висока частота обертання.

Виробництво електроенергії ВЕУ. Використання вітроустановок для виробництва електроенергії є найбільш ефективним засобом утилізації енергії вітру. Вимоги до показників частоти та напруги електроенергії, яка виробляється ВЕУ, залежать від особливостей споживачів. Ці вимоги достатньо чіткі при роботі ВЕУ у межах єдиної енергетичної системи і доволі м'які – у разі використання енергії вітроустановок в освітлювальних та нагрівних установках [16, 17].

Основними елементами вітроелектрогенераторів є: власне вітроустановка, електрогенератор, система керування параметрами генеруваної електроенергії залежно від змінювання сили вітру та швидкості обертання колеса. Для виключення перебоїв в електропостачанні ВЕУ потрібні акумулятори електричної енергії або необхідно запаралелення з електроенергетичним обладнанням інших типів, тому що неминучі періоди безвітря.

Одним із засобів керування електроенергією вітру є випрямлення перемінного струму ВЕУ, а потім перетворення його в перемінний струм із заданими стабілізованими параметрами.

У таблиці 4.5 наведено характеристики вітру і показники ВЕУ, рекомендованих до впровадження.

Таблиця 4.5 – Вітротехнічні показники вітроагрегатів, рекомендованих до впровадження

Зональна середньорічна швидкість вітру, м/с	Діапазон робочих швидкостей вітру ВЕУ, м/с	Розрахункова швидкість вітру, що відповідає номінальній потужності, м/с	Орієнтована частка використання ВЕУ, %
До 4,5	3–20	8	40
4,5–5,5	4–24	9	30
понад 5,5	4–24	10-12	30

4.4 Гідроенергетика

Загальні положення. Термін «гідроенергетика» визначає галузь енергетики, де використовується енергія потоку води, що рухається, яка перетворюється в механічну або, найчастіше, в електричну. Крім

гідроенергетики, водяними джерелами енергії є також морські хвилі і припливи.

Гідроенергетика – найбільш розвинута галузь енергетики на поновлюваних ресурсах. Важливо відзначити, що відновлюваність гідроенергетичних ресурсів також забезпечується енергією Сонця. Дійсно, ріки становить потоки води, що рухаються під дією сили ваги з більш високих на поверхні Землі місць у більш низькі і зрештою, впадають у Світовий океан. Під дією сонячного випромінювання вода випаровується з поверхні Світового океану, пара її піднімається у верхні шари атмосфери, конденсується в хмари і випадає у вигляді дощу, поповнюючи джерела рік, що виснажуються. Таким чином, енергія рік є перетвореною в механічну енергія Сонця.

Через ті чи інші зміни атмосферних умов цей кругообіг може порушитись (ріки міліють чи висихають, виникають повені та ін.). Для виключення цих обставин на ріках перед гідроелектростанціями будують греблі, формуються водоймища, за допомогою яких регулюється постійний напір і витрати води. Умови експлуатації ГЕС (рівномірний режим роботи за відсутності екстремальних температурних і інших навантажень) сприяють їхній багаторічній роботі (50 років і більше). Внаслідок цього вони працюють з високим економічним ефектом, а вартість електроенергії доволі низька (приблизно 4 центи США за 1 кВт). Електроенергію, яку виробляють ГЕС, легко регулювати, що важливо для її використання в енергосистемах з великими коливаннями навантаження.

Сумарна потужність гідравлічних турбін зараз зростає в усьому світі приблизно на 5 % у рік, тобто подвоюється кожні 15 років. Потенційні можливості гідроенергетики найбільш великі в Африці, Китаї і Південній Америці, де оцінюються в $1,5 \times 10^6$ МВт. Потужність усіх ГЕС на кінець минулого століття складала приблизно 500 ГВт, велика частина з яких мала потужність більше 10 МВт.

Проблемами гідроенергетики є: збиток, який наноситься навколишньому середовищу (особливо від затоплення великих площ при створенні водоймищ), заїлювання гребель, корозія гідротурбін і великі капітальні витрати на спорудження в порівнянні з тепловими електростанціями. Тому наразі перспективним є використання гідроенергетичних ресурсів малих рік без створення штучних водоймищ.

Основні принципи використання енергії води.

Оцінка потужності водяного потоку. Нехай Q – обсяг води, що надходить у робочий орган гідроенергетичної установки в одиницю часу (витрата, у $\text{м}^3/\text{с}$), H – висота падіння рідини (напір, м), ρ – густина

води (кг/м^3), g – прискорення сили ваги ($9,8 \text{ м/с}^2$). Тоді потужність водяного потоку P визначається за формулою: $P = Q\rho gH$.

Основним робочим органом гідроенергетичної установки, що безпосередньо перетворює енергію води у кінетичну енергію обертання, є гідротурбіна, коефіцієнт корисної дії якої складає до 90 %.

Гідротурбіни бувають двох типів:

- активні, робоче колесо яких обертається в повітрі, завдяки потоку води, що натікає на його лопаті;
- реактивні, робоче колесо яких цілком занурено у воду й обертається переважно завдяки різниці тисків перед і за колесом.

В активній гідротурбіні водяний потік перед турбіною за допомогою водоводу і сопла формується в струмінь, що направляє на ковші, розташовані по ободу колеса, приводячи його в обертання. ККД реальних турбін коливається від 50 % – для невеликих енергоустановок до 90 % – для великих.

У реактивній гідротурбіні потік води діє на всі лопати турбіни одночасно і практично постійно. Найбільш компактною її конструкцією є пропелерна з переважно осьовим напрямком потоку в робочому колесі. Напрямний апарат на вході турбіни трохи закручує потік, що надходить на робоче колесо, збільшуючи тим самим ККД турбіни.

Сучасні гідроенергетичні установки входять до складу гідроелектростанцій, які використовуються для виробництва електроенергії. Типова гідроелектростанція – це водоймище, водовід, регулятор витрати води, гідротурбіна, електрогенератор, система контролю і керування параметрами генератора, електророзподільна система.

Енергія хвиль і припливів. Величезну кількість енергії можна одержати від морських хвиль. Потужність, що переноситься хвилями на глибокій воді, пропорційна квадрату їхньої амплітуди і періоду. Тому найбільший інтерес становлять довгоперіодні (період близько 10 с) хвилі з великою амплітудою (близько 2 м), які дозволяють знімати з одиниці довжини гребеня в середньому 50–70 кВт/м.

Існує безліч технічних рішень, що дозволяють реалізувати можливість перетворення енергії хвиль в електроенергію. В останні роки інтерес до хвильової енергетики різко підсилюється, особливо в Японії, Великобританії, країнах Скандинавії, де експерименти переросли в стадію реалізації. Сучасна тенденція розробки таких установок орієнтована на одиничні модулі помірної потужності (близько 1 МВт) розміром порядку 50 м уздовж фронту хвилі.

У результаті хвильового руху рідини в хвилі одночасно зі зміною положення рівня і нахилу поверхні відбувається зміна кінетичної і потенційної енергії, зміна тиску під хвилею. На основі використання

однієї характерної ознаки хвильового руху чи їхньої комбінації вже створена велика кількість різних пристроїв, що поглинають і перетворюють хвильову енергію.

Енергія припливів приховує в собі великі потенційні можливості. Припливні коливання рівня у величезних океанах планети цілком передбачувані і пов'язані з гравітаційним впливом Місяця на водянні масиви Землі. Основні періоди цих коливань – добові (тривалістю близько 24 год.) і півдобові (близько 12 год. 25 хв.). Різниця між послідовними найвищим і найнижчим рівнями води складає 0,5 – 10 м (висота припливу). Під час припливів і відливів переміщення водяних мас утворює припливні плини, швидкість яких у прибережних протоках і між островами може досягати 5 м/с.

Перетворення енергії припливів використовувалося для приведення в дію порівняно малопотужних пристроїв ще в середньовічній Англії й Китаї. Із сучасних приливних електростанцій найбільш відома великомасштабна електростанція Ранс потужністю 240 МВт (Бретань, Франція) і невелика, але принципово важлива, дослідна станція потужністю 400 кВт у Кислій Губі на узбережжі Баренцева моря (Росія).

Перетворення теплової енергії океану в механічну. Світовий океан – найбільший природний колектор сонячного випромінювання. У ньому між теплими поверхневими водами, що поглинають сонячне випромінювання, і більш холодними придонними досягається різниця температур у 20 °С. Це забезпечує безупинно поповнюваний запас теплової енергії, яка принципово може бути перетворена в інші види. Установка, що дозволяє здійснити процес такого перетворення, становить теплові машини, що приводяться в дію різницею температур між «холодною» водою, піднятою з глибини океану, і «гарячою», забраною з поверхні. Робоча рідина (робоче тіло) циркулює за замкнутою схемою, відбирає тепло від «гарячої» води в теплообміннику випарника, а в паровій фазі приводить в дію турбіну, що зв'язана з генератором, а потім конденсується в охолоджуваному «холодною» водою конденсаторі.

4.5 Біоенергетика

Загальні положення. Складний комплекс речовин, з яких складаються рослини і тварини, прийнято називати біомасою, основа якої – органічні сполуки вуглецю. Унікальна роль вуглецю в живій природі обумовлена його властивостями, якими в сукупності не

володіє жоден інший хімічний елемент. Між атомами вуглецю, а також між вуглецем і іншими хімічними елементами утворюються міцні хімічні зв'язки, які можуть бути розірвані у відповідних фізіологічних умовах. Органічні сполуки вуглецю в процесі з'єднання з киснем при згорянні чи в процесі природного метаболізму виділяють тепло.

Початкова енергія системи біомаси (кисень) виникає в процесі фотосинтезу під дією сонячного випромінювання, що є природним варіантом перетворення сонячної енергії. Доречно згадати, що біомаса є основною вихідною речовиною для утворення викопних палив (торфу, вугілля, нафти, газу). Рослинний матеріал, який накопичувався на протязі мільйонів років на поверхні Землі, у результаті біохімічного розкладання перероблявся в торф. Торфоутворення і торфонакопичування завершувалися перекриттям торфовища опадами, що утворили породи покрівлі. Далі при відносно невисоких температурах і тиску біохімічні процеси спричиняли перетворення торфу в буре вугілля, яке у результаті тривалого впливу підвищених температур і тиску перетворилось в кам'яне вугілля, а останнє – в антрацит. Аналогічно з останків морських тварин, нижчих організмів і рослинних залишків, що також протягом мільйонів років накопичувалися та піддавалися дії тиску порід, утворилась нафта. Таким чином, в остаточному підсумку біомаса і зв'язані з нею походженням копалини углеводородного палива є не чим іншим, як величезними акумуляторами сонячної енергії.

У перерахуванні на суху масу утворення біологічних матеріалів у біосфері іде зі швидкістю близько $2,5 \times 10^{11}$ тон на рік, при цьому щорічно хімічно зв'язується приблизно 10^{11} т вуглецю, а споживана сонячна енергія складає 2×10^{21} Дж/рік (7×10^{13} Вт). Потік фотосинтетичної енергії на нашу планету складає близько 250 кВт на людину, що еквівалентно виробленню 100 тис. великих атомних електростанцій. Із загальної кількості біомаси тільки 0,5 % вживається людством у вигляді їжі. Утворення біомаси змінюється залежно від місцевих умов. На одиниці площі суші її утвориться приблизно в 2 рази більше, ніж на одиниці поверхні моря.

Промислове використання енергії біомаси може бути дуже значним. Наприклад, завдяки відходам виробництва цукру в країнах, що його поставляють, покривається до 40 % потреб у паливі. Застосування біопалива у вигляді дров, гною і бадилля рослин має першочергове значення в домашнім господарстві приблизно 50 % населення планети. Проте для того щоб розглядати біомасу як поновлюване джерело енергії, необхідно забезпечити її виробництво

принаймні на одному рівні зі споживанням. Для людства страшне те, що зараз витрата деревного палива значно випереджає його відтворення.

Чиста питома енергія, яку можна одержати при спалюванні, коливається від 10 МДж/кг (сира деревина) до 40 МДж/кг (жири, нафтоподібні речовини) і 55 МДж/кг для метану. Теплота згоряння сухої біомаси, що є власне кажучи, вуглеводами, складає близько 20 МДж/кг. Концепція Енергетичної програми України до 2030 року передбачає перелік великомасштабних заходів у галузі біоенергетики. Вважається, що застосування біоенергетичних установок із переробки відходів тваринництва дозволить істотно поліпшити екологічний стан поблизу великих тваринницьких комплексів, де зібрана величезна кількість непереробної біомаси. Крім того, можна розраховувати на одержання високоякісних органічних добрив і завдяки виробництву біогазу забезпечити економію традиційного палива.

Щорічно накопичується велика кількість твердих побутових відходів, які направляються на смітники і сміттєпереробні заводи. Потенційна енергія, укладена в них, еквівалентна сотням тисяч тон умовного палива. Відзначимо, що у світовій практиці одержання енергії з твердих побутових відходів здійснюється здебільшого спалюванням і газифікацією. У Японії, Данії і Швейцарії спалюється близько 70 %, у Німеччині – 30 %, Італії – 25 %, США – близько 14 %.

Як сировину для одержання рідкого і газоподібного палива можливе застосування біомаси швидкозростаючих рослин і дерев. Для цих цілей вважається доцільним використовувати площі вироблених торф'яних родовищ, не придатні для вирощання сільськогосподарських культур, а також площі чорнобильської зони.

Фотосинтез – процес утворення органічних речовин і акумулювання хімічної енергії під дією сонячного випромінювання, відбувається в листі рослин і в інших фотосинтезуючих організмах. Це найважливіший процес з поновлення енергії, тому що всі живі організми складаються з матеріалу, що одержується в результаті фотосинтезу.

При фотосинтезі відбуваються хімічні реакції, у яких беруть участь вуглець С, водень Н, кисень О і сонячне випромінювання. У результаті фотосинтезу утворюються хімічні сполуки цих елементів, енергія яких більше, ніж енергія вихідних матеріалів, на величину поглиненої сонячної енергії. Під час наступної взаємодії отриманих речовин із киснем ця енергія вивільняється у вигляді тепла (приблизно 16 МДж/кг).

При згорянні енергія біопалива розсіюється, але продукти згоряння можуть знову перетворюватися в біопаливо шляхом природних екологічних чи сільськогосподарських процесів. Таким чином, використання

промислового біопалива, які добре ув'язані із природними екологічними циклами, може не давати забруднень і забезпечувати безупинний процес одержання енергії. Подібні системи називаються агропромисловими. Схема планетарного кругообігу біомаси наведено на рисунку 4.5.

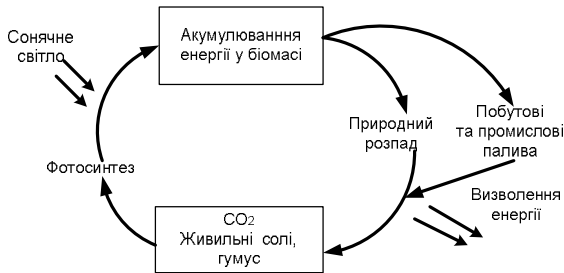


Рисунок 4.5 – Схема планетарного кругообігу біомаси

Класифікація основних типів енергетичних процесів, пов'язаних із переробкою біомаси:

Термохімічні процеси:

– пряме спалювання для отримання теплоти;

– піроліз. Біомасу нагрівають або в умовах відсутності повітря або завдяки згорянню деякої її частини при обмеженому доступі повітря чи кисню. Склад продуктів, що виходять при цьому, надзвичайно різноманітний: гази, рідина, олія, деревне вугілля. Зміна складу продуктів піролізу залежить від температурних умов, типу сировини, що вводиться в процес, способів ведення процесу. Якщо основним продуктом піролізу є паливний газ, то процес називається газифікацією, а установки для його одержання – газогенераторами. КПД піролізу визначається як відношення теплоти згорання похідного палива до теплоти згорання вихідної біомаси і досягає рівня 80–90%. Види палива, що одержується в результаті піролізу, мають трохи меншу сумарну енергію згорання порівняно з вихідною біомасою, але більшу універсальність застосування – кращу керованість горіння; велику зручність в обертанні і транспортуванні, широкий діапазон можливих устроїв-споживачів, менший вплив на навколишнє середовище при згоранні;

– гідрогенізація. Здрібнену, що розклася, або переварену біомасу, наприклад, гній, нагрівають в атмосфері водню до температури близько 600 °С за тиску близько 5 МПа (50 атм). Одержувані при цьому паливні гази, переважно метан та етан, під час спалювання дають близько 6 МДж на 1 кг сухої сировини.

Біохімічні процеси:

– анаеробна переробка. Під час відсутності кисню деякі мікроорганізми здатні одержувати енергію, безпосередньо переробляючи вуглеродоутримувальні складові. Водночас виробляється суміш вуглекислого газу CO_2 , метану CH_4 і побіжних газів, що називається біогазом;

– одержання біогазу. Економічно виправдано, коли відповідний біогазогенератор переробляє існуючі потоки відходів, прикладами яких можуть бути стоки каналізаційних систем, тваринницьких ферм і т.п. Одержання біогазу, що можливо в установках різних масштабів, особливо ефективно на агропромислових комплексах, де доцільна реалізація повного екологічного циклу. У таких комплексах гній піддають анаеробному зброжуванню. Біогаз використовують для освітлення, приведення в дію машин і механізмів, електрогенераторів, для обігріву приміщень. Оброблені відходи використовуються як високоякісні добрива;

– спиртова ферментація. Етиловий спирт – легуче рідке паливо, яке можна використовувати замість бензину. Він виробляється мікроорганізмами в процесі ферментації, як сировину зазвичай використовують цукор.

Агрохімічні процеси – екстракція палив. У деяких випадках рідкі чи тверді різновиди палив можуть бути отримані прямо від тварин чи рослин. Наприклад, сік живих рослин збирають, надрізає шкірку чи стебел стовбурів, зі свіжезрізаних рослин його видавлюють під пресом. Добре відомий подібний процес одержання каучуку.

Контрольні запитання

1. Назвіть основні нетрадиційні та поновлювальні джерела енергії.
2. Як поновлювальні джерела енергії пов'язані з діяльністю Сонця.
3. Геліоенергетика: основні напрями перетворення і використання сонячної енергії.
4. Вітроенергетичні установки: класифікація, основні напрями використання вітрової енергії.
5. Гідроенергетика як головна галузь використання поновлювальної енергії в Україні.
6. Біомаса та біоенергетика. Основні процеси переробки та використання біомаси.

ЧАСТИНА III ОСНОВИ ПЕРЕТВОРЕННЯ ТА ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ

5 ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА – ТЕОРЕТИЧНА ОСНОВА ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

5.1 Основні поняття і визначення

Термодинаміка – наука, що вивчає енергію та закони її перетворення з одних видів в інші. Розділяється на загальну, хімічну й технічну. Загальна (фізична) термодинаміка дає поняття про загальні теоретичні основи й закономірності перетворення енергії. Хімічна термодинаміка вивчає теплові ефекти хімічних реакцій та процесів.

Технічна термодинаміка, основа інженерної теплотехніки, – розділ термодинаміки, що займається застосуванням законів термодинаміки в теплотехніці. Головне її завдання – обґрунтування теорії теплових двигунів, енергетичних установок та теплотехнічного обладнання.

У термодинаміці використовується феноменологічний метод дослідження, за якого не вводяться ніякі припущення щодо молекулярної будови досліджуваних тіл. Отже, вона виходить із загальних законів, що отримані експериментально.

Технічна термодинаміка ґрунтується на трьох основних законах (основах): першому, що становить застосування до теплових систем закону перетворення та збереження енергії, другому, який характеризує напрямок протікаючих у природі процесів та явищ, і третьому, стверджуючому, що абсолютний нуль температури недосяжний.

Отже, цій науці властивий високий рівень абстракції термодинамічної моделі об'єкта дослідження. Це робить термодинаміку і її методи придатними для вирішення багатьох практичних завдань у різних галузях науки і техніки, але не дозволяє пояснити причини, природу явищ, що відбуваються. Термодинаміка як інструмент пізнання закономірностей матеріального світу одержала загальне визнання і довела велику користь від її використання.

Уся минула і сучасна її історія підтверджує слова великого фізика Альберта Ейнштейна: «Теорія справляє тим більше враження, чим простіші її передумови і обширніша середа застосування.

Термодинаміка – єдина фізична теорія універсального змісту, яка в межах прийнятих нею основних понять ніколи не буде спростована» [18].

Тепловий рух – безладний (хаотичний) рух мікрочастинок (молекул, атомів та ін.), з яких складаються всі тіла.

Передача енергії в результаті обміну хаотичним, ненаправленим рухом мікрочастинок називається **теплообміном**, а кількість переданої при цьому енергії – кількістю теплоти, теплотою процесу або просто **теплотою**.

Вивчаючи поведінку речовин (об'єктів), що беруть участь у процесах з обміном енергією, термодинаміка виділяє їх із сукупності навколишніх тіл. Звідси випливає таке важливе поняття, як термодинамічна система.

Термодинамічною системою називається сукупність макроскопічних тіл, що обмінюються енергією між собою і навколишнім середовищем (всіма іншими тілами, які не ввійшли в термодинамічну систему). Вона має межі, що відокремлюють її від навколишнього середовища, і можуть бути як реальними (газ у резервуарі, межа розділу фаз), так і чисто умовними у вигляді контрольної поверхні.

Термодинамічна система, між будь-якими частинами якої відсутні поверхні розділу, називається гомогенною. Якщо ж вона складається з окремих частин, розмежованих поверхнями розділу, – гетерогенною, однорідна частина якої називається фазою.

Термодинамічна система може енергетично взаємодіяти з навколишнім середовищем і з іншими системами, а також обмінюватися з ними речовиною.

Залежно від умов взаємодії з іншими системами розрізняють: відкриту систему – за наявності обміну енергією та речовиною з іншими; закриту – за відсутності обміну речовиною з іншими системами; адіабатну – за відсутності обміну теплотою з іншими системами; ізольовану – за відсутності обміну енергією й речовиною з іншими системами (рис. 5.1).

Розрізняють рівноважний і нерівноважний стани термодинамічної системи. Рівноважним термодинамічним станом називають стан тіла чи системи, що не змінюється в часі без зовнішнього енергетичного впливу. При цьому зникають усякі макроскопічні зміни (дифузія, теплообмін, хімічні реакції), хоча тепловий (мікроскопічний) рух молекул не припиняється. Стан термодинамічної системи, за якого у всіх її частинах температура однакова, називають ізотермічним рівноважним станом.

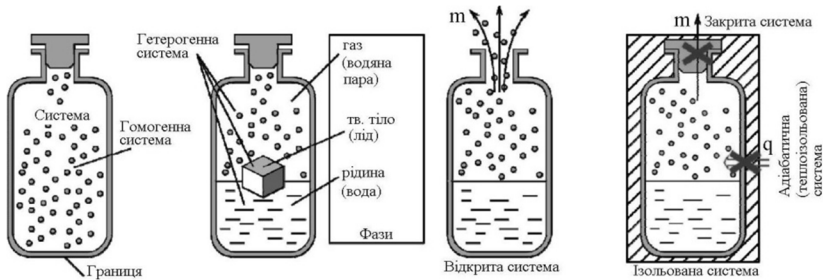


Рисунок 5.1 – Взаємодія термодинамічної системи з навколишнім середовищем та іншими системами

Ізольована термодинамічна система незалежно від свого початкового стану із часом завжди приходить у стан рівноваги, з якого ніколи не може вийти самовільно.

Стан термодинамічної системи, за якого значення параметрів у всіх її частинах лишаються незмінними в часі (через зовнішній вплив потоку речовини, енергії, імпульсу і т.д.), називається стаціонарним. Якщо значення параметрів змінюються в часі, то стан термодинамічної системи називається нестаціонарним.

Термодинамічна рівновага – стан системи, за якого залишаються незмінними в часі макроскопічні величини цієї системи (температура, тиск, об'єм, ентропія) в умовах ізолюваності від навколишнього середовища.

Нерівноважними називають процеси, при протіканні яких різні частини системи мають різні параметри – тиск, температуру і т.д. Процес переходу системи з нерівноважного стану в рівноважний називається **релаксацією**, а час, за який відбувається цей перехід, називається **часом релаксації** (рис. 5.2).

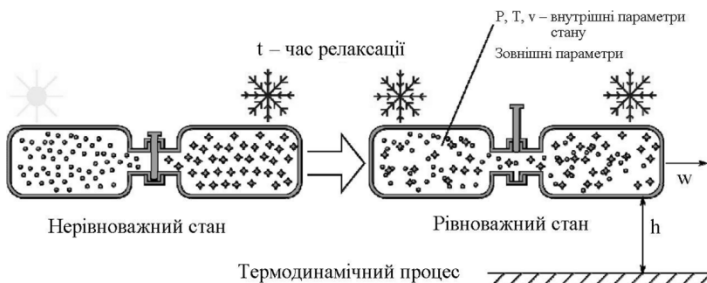


Рисунок 5.2 – Релаксація термодинамічної системи

Параметри стану – фізичні величини, що однозначно характеризують стан термодинамічної системи і не залежні від її передісторії.

Основні термодинамічні параметри стану системи, що характеризують макроскопічний стан тіл: тиск, температура і питомий об'єм (P, T, ϑ).

Тиск – фізична величина, чисельно дорівнює нормальній складовій сили, що діє на одиницю площі поверхні тіла. Тиск може вимірюватися висотою стовпа рідини (у мм ртутного, водяного та ін.), що врівноважує тиск розглянутого середовища. При цьому $P = h \cdot \rho \cdot g$, де ρ – густина рідини, g – прискорення вільного падіння.

Для вимірювання тиску застосовують барометри, манометри і вакуумметри. Відповідно розрізняють атмосферний або барометричний тиск, абсолютний тиск, манометричний або надлишковий, розрідження або вакуум:

$P_{\text{БАР}}$ – барометричний тиск (атмосферний, заміряний барометром);

$P_{\text{АБС}} > P_{\text{БАР}}$: $P_{\text{АБС}} = P_{\text{БАР}} + P_{\text{МАН}}$ – абсолютний тиск з урахуванням надлишкового (манометричного) тиску;

$P_{\text{АБС}} < P_{\text{БАР}}$: $P_{\text{АБС}} = P_{\text{БАР}} - P_{\text{МАН}}$ – абсолютний тиск у випадку розрідження (вакууму).

У термодинаміці параметром стану тіла є тільки абсолютний тиск, відлічений від нуля (абсолютного вакууму), що характеризує стан термодинамічної системи.

Атмосферний тиск – величина змінна, тому в техніці застосовується нормальний атмосферний тиск, $P_0 = 0,0131$ МПа (760 мм рт. ст.) [18].

Тиск вимірюють в Паскалях: 1 Па рівний тиску 1 Н (сила, що надає тілу масою 1 кг прискорення 1 м/с^2 у напрямку дії сили) на площі 1 м^2 , тобто $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$. Позасистемними одиницями тиску є атмосфера ($1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2$) і бар ($1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Н/м}^2 = 1,01972 \text{ кгс/см}^2 = 750,06 \text{ мм рт. ст.} = 10 \text{ 197 мм вод. ст.}$; $1 \text{ ат} = 1 \text{ кг/см}^2 = 735,6 \text{ мм рт. ст.} = 10 \text{ 000 мм вод. ст.} = 98 \text{ 066 Н/м}^2$, див. також таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 – Співвідношення між одиницями тиску

Одиниця виміру	Па	бар	мм вод. ст.	кгс/см ²
Паскаль	1	10^{-5}	0,102	$1,02 \times 10^{-5}$
Бар	10^5	1	$1,02 \times 10^4$	1,02
Міліметри ртутного стовпа	133,332	$1,333 \cdot 10^{-3}$	13,6	$1,36 \times 10^{-3}$
Міліметри водяного стовпа	9,806 7	$9,806 7 \times 10^{-5}$	1	10^{-4}
Кілограм-сила на квадратний сантиметр	$9,806 7 \times 10^4$	0,980 67	10^4	1

Молекулярно-кінетична теорія газу дозволяє встановити зв'язок між тиском і кінетичною енергією теплового руху молекул газу, пари або рідини. Тиск становить, відповідно до цієї теорії, статистично усереднену величину імпульсу, що переноситься в результаті хаотичного (теплового) руху молекул в одиницю часу через одиницю площі поверхні, яка обмежує об'єм системи

$$P = n \frac{m \cdot \bar{w}^2}{3} = \frac{2}{3} \cdot \frac{N_A}{M_\theta} \cdot \frac{(m \cdot \bar{w}) \bar{w}}{2}, \quad (5.1)$$

де n – число молекул в 1 м^3 ; m – маса молекули, кг; \bar{w} – середньоквадратична швидкість молекул, м/с; $N_A = 6,02 \cdot 10^{26}$ – число Авогадро; M_θ – молекулярний об'єм речовини газу, $\text{м}^3/\text{кмоль}$; вираз $\frac{m \cdot \bar{w}^2}{2}$ визначає середню кінетичну енергію поступального руху однієї молекули.

Молекулярно-кінетична теорія газів встановлює пряму пропорційність між середньою кінетичною енергією поступального руху молекул і абсолютною температурою

$$\frac{2}{3} \cdot m \cdot \frac{w^2}{2} = k \cdot T, \quad (5.2)$$

де m – маса молекули, кг; T – абсолютна температура, k – постійна Больцмана, дорівнює $1,380 6 \times 10^{-23}$ Дж/К.

Отже, абсолютна температура є мірою середньої кінетичної енергії поступального руху молекули і відноситься до всієї сукупності молекул, що рухаються з різними швидкостями.

З виразів (5.1), (5.2) випливає рівняння

$$P = n \cdot k \cdot T, \quad (5.3)$$

яке називають основним рівнянням кінетичної теорії газів. З рівняння (5.3) виходить: тиск P тим більше, чим вище абсолютна температура T і чим більше молекул в одиниці об'єму; тиск має не тільки механічний, але і статистичний зміст, тому що він зв'язаний з температурою.

Температура. Абсолютна температура робочого тіла – міра інтенсивності теплового руху молекул (завжди позитивна, її нульове значення відповідає стану повного спокою молекул, точці початку відліку температури (нулю) термодинамічної шкали Кельвіна). У техніці прийнята шкала Цельсія (нуль якої $t = 0$ °C відповідає температурі танення льоду за нормального тиску, тобто при $T = 273,15$ К). Співвідношення між основними шкалами температури наведено у таблиці 5.2.

Температура характеризує величину нагрівання тіла і визначає напрямок передачі теплоти. Якщо два тіла A і B мають відповідно температуру $T_A > T_B$, тоді теплота переходить від тіла A до тіла B . При цьому температура тіла A зменшується, а температура тіла B

збільшується. Якщо $T_1 = T_2$, тоді тіла A і B перебувають у тепловій рівновазі, тому самовільного переходу теплового потоку між ними не буде.

Таблиця 5.2 – Співвідношення між одиницями температури

Найменування шкали	Цельсія t , °C	Ренкіна t , °Ra	Фаренгейта t , °F	Реомюра t , °R
Цельсія t , °C	1	$5/9 t^\circ\text{Ra} - 273,15$	$(t^\circ\text{F} - 32)/1,8$	$1,25 t^\circ\text{R}$
Ренкіна t , °Ra	$1,8(t^\circ\text{C} + 273,15)$	1	$t^\circ\text{F} + 459,67$	$1,8(1,25 t^\circ\text{R} + 273,15)$
Фаренгейта t , °F	$1,8 t^\circ\text{C} + 32$	$t^\circ\text{Ra} + 459,67$	1	$9/4 t^\circ\text{R}$
Реомюра t , °R	$0,8 t^\circ\text{C}$	$0,8(5/9 t^\circ\text{Ra} - 273,15)$	$4/9(t^\circ\text{F} - 32)$	1

Числове значення термодинамічної абсолютної температури можна визначити з рівняння (5.2) у вигляді

$$T = \frac{2}{3 \cdot k} \cdot m \cdot \frac{w^2}{2}. \quad (5.4)$$

Таким чином, у термодинаміці температура розглядається як середньостатистична величина, що характеризує систему, яка складається з величезного (але кінечного) числа молекул, які знаходяться у хаотичному (тепловому) русі. Тому до одиничних молекул поняття температури застосувати не можливо.

Проте практично неможливо безпосередньо виміряти кінетичну енергію молекул газу. Тому температура вимірюється опосередковано за допомогою різних термометричних пристроїв (термометрів). У їхню основу покладене явище залежності від температури якої-небудь властивості речовини (теплого розширення, електричного опору, контактної ЕРС, теплового випромінювання та ін.), за величиною зміни якої роблять висновки про зміну температури.

Питомий об'єм робочого тіла (речовини) – це об'єм, який займає одиниця маси цієї речовини, $\text{м}^3/\text{кг}$

$$\vartheta = \frac{V}{M},$$

де V – об'єм тіла, M – його маса.

Величина, зворотна питомому об'єму, що визначає кількість речовини в одиниці об'єму, – густина робочого тіла – $\rho = 1/\vartheta = M/V$, $\text{кг}/\text{м}^3$, $M = \rho \cdot V$ і $\vartheta \cdot \rho = 1$.

Питомий об'єм і густина також є статистичними усередненими величинами, тому що характеризують розподіл маси речовини по об'єму системи внаслідок хаотичного (теплого) руху молекул газу.

Одиниця густини в СІ – кг/м^3 , СГС – г/см^3 . Густина і питомий об'єм залежать від температури та тиску, тобто від термодинамічного стану речовини. Зазвичай у довідковій літературі наводяться їхні значення за нормальних фізичних умов $P = 101,325 \text{ кПа}$ (760 мм рт. ст.) і $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Отже, властивості руху системи, пов'язані з її станом, називають параметрами стану.

Будь-яка зміна параметрів стану є причиною (умовою) виникнення (наявності) термодинамічних процесів.

Термодинамічний процес – послідовна зміна стану тіла, що відбувається в результаті енергетичної взаємодії робочого тіла з навколишнім середовищем, яка характеризується обов'язковою зміною хоча б одного параметра стану. Розрізняють рівноважний процес, якщо в системі в кожен момент часу встигає установитися рівноважний стан (тобто процес, який протікає вкрай повільно), і процес нерівноважний, якщо він протікає з кінцевою швидкістю і викликає появу кінцевих різниць тисків, температур, густини і т.д. [19 – 21].

Основні параметри стану системи, що перебуває в термодинамічній рівновазі, зв'язані між собою, а число незалежних параметрів стану системи завжди дорівнює числу її термодинамічних ступенів свободи

$$P = f_P(\vartheta, T), \quad \vartheta = f_\vartheta(P, T), \quad T = f_T(P, \vartheta). \quad (5.5)$$

Таким чином, рівноважний стан термодинамічної системи повністю визначається значеннями двох незалежних змінних. У цьому випадку термодинамічна система називається простою системою або простим тілом. До простих тіл відносяться гази, пари, рідини і багато твердих тіл, що знаходяться у термодинамічній рівновазі.

Узагалі термодинамічні параметри поділяються на інтенсивні й екстенсивні: інтенсивні не залежать від розмірів і маси системи (тиск, температура, питомий і молярний об'єми, питома і молярна внутрішня енергія, питома і молярна ентальпія та ентропія); екстенсивні, пропорційні кількості речовини або масі цієї термодинамічної системи (об'єм, маса, внутрішня енергія, ентальпія, ентропія та ін.). Основні параметри стану – інтенсивні.

Термодинамічні властивості (параметри), крім поділу на екстенсивні й інтенсивні, можуть бути класифіковані як термічні й калоричні властивості (величини). До термічних відносяться тиск P , об'єм ϑ , температура T , а також термічні коефіцієнти (ізотермічний коефіцієнт стиснення, коефіцієнт об'ємного розширення і термічний коефіцієнт тиску).

До калоричних властивостей відносяться такі термодинамічні величини, як ентропія S , внутрішня енергія U , ентальпія $I = U + PV$, вільна енергія $E = U - TS$, ізобарно-ізотермічний потенціал $Z = I - TS$, теплоємність $c_x (c_p, c_v, \dots)$.

5.2 Рівняння стану ідеального і реального газу

Існує зв'язок між параметрами рівноважного стану термодинамічної системи, який в загальному випадку можна описати виразом

$$f(P, \vartheta, T) = 0, \quad (5.6)$$

тобто визначається завданням двох параметрів стану, наприклад, тиску P і питомого об'єму ϑ (температура T в цьому випадку є функцією $T = f(P, \vartheta)$).

У технічній термодинаміці як робоче тіло розглядається ідеальний газ – теоретична модель реального газу, у якій не враховується взаємодія часток газу, молекул, що становить безоб'ємні матеріальні точки; силами міжмолекулярного зчеплення зневажають. Це дає підставу кожен дійсно існуючий у природі газ, у якому можна знехтувати силами зчеплення та об'ємом молекул (через малу їхню величину), називати ідеальним газом. Ця обставина тим більш справедлива, чим вище температура газу і менше тиск.

Для зображення термодинамічних станів і процесів використовують плоскі діаграми. Наприклад, точки $1, 1', 1''$ (рис. 5.3) на $P - \vartheta$ діаграмі відображають рівноважний стан, а лінія $1-2$ – рівноважний процес.

У технічній термодинаміці розглядаються такі основні процеси: ізохорний – за постійного об'єму; ізобарний – за постійного тиску; ізотермічний – за постійної температури; адіабатний – без зовнішнього теплообміну; політропний – який протікає за будь-якого, але постійного значення теплоємності (у певних умовах може розглядатися як узагальнений термодинамічний процес) [22].

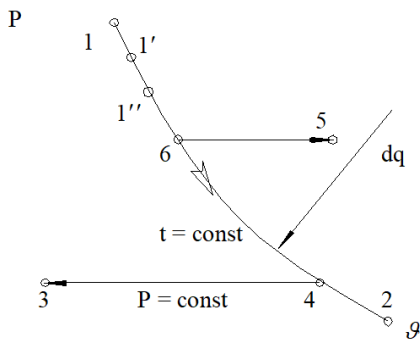


Рисунок 5.3 – Діаграма стану

Основні закони ідеальних газів, установлені дослідним шляхом, мають такий вигляд:

– закон Бойля - Маріотта: за $T = const, P\vartheta = const$, або

$$P_1 \cdot \vartheta_1 = P_2 \cdot \vartheta_2; \quad (5.7)$$

– закон Гей - Люссака: за $P = const, \vartheta/T = const$, або

$$\frac{\vartheta_1}{\vartheta_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (5.8)$$

Водночас всі гази при нагріванні на 1 С збільшують відносний об'єм на ту саму величину, що дорівнює

$$\beta_0 = 1/273,16,$$

тобто

$$\vartheta = \vartheta_M(1 + \beta_M \cdot t)$$

На основі зазначених законів можна встановити зв'язок між параметрами двох довільних станів ідеального газу.

Розглянемо рисунок 5.3: процес 1-4: $T_1 = T_4$; $P_1 \vartheta_1 = P_4 \vartheta_4$;

процес 4-3: $P_4 = P_3$; $\frac{\vartheta_4}{T_4} = \frac{\vartheta_3}{T_3}$;

Виключивши з наведених рівнянь параметри т. 4, одержимо

$$\frac{P_1 \vartheta_1}{T_1} = \frac{P_3 \vartheta_3}{T_3}. \quad (5.9)$$

Аналогічний перехід із стану 1 у стан 5 із проміжної т.6 дасть співвідношення

$$\frac{P_1 \vartheta_1}{T_1} = \frac{P_5 \vartheta_5}{T_5}. \quad (5.10)$$

З (5.9) і (5.10) випливає, що

$$\frac{P_1 \vartheta_1}{T_1} = \frac{P_3 \vartheta_3}{T_3} = \frac{P_5 \vartheta_5}{T_5} = \dots = const, \quad (5.11)$$

або

$$\frac{P\vartheta}{T} = const = R \quad (5.12)$$

де R , кДж/(кг·К) – питома газова постійна кожного газу, фізичний зміст якої полягає в тому, що вона становить роботу, виконану 1 кг газу в ході процесу за постійного тиску і зміни температури на 1 градус.

Дійсно, у цьому випадку для двох будь-яких станів робочого тіла рівняння стану матиме вигляд

$$P\vartheta_1 = RT_1; \quad (5.13)$$

$$P\vartheta_2 = RT_2. \quad (5.14)$$

Віднімаючи від (5.13) рівняння (5.14), одержуємо

$$P(\vartheta_2 - \vartheta_1) = R(T_2 - T_1); \quad (5.15)$$

звідки $P(\vartheta_2 - \vartheta_1) = R = \frac{P(\vartheta_2 - \vartheta_1)}{T_2 - T_1}$, (5.16)

де $P(\vartheta_2 - \vartheta_1) = l$ – становить роботу, що виконана газом у цьому процесі.

Знаючи параметри стану газу, легко визначити питому газову постійну. Наприклад, за нормальних фізичних умов ($P_0 = 101325$ Па, $T_0 = 273,15$ К),

$$R = \frac{P_0 \cdot \vartheta_0}{T_0} = \frac{101325 \cdot \vartheta_0}{273,15} = 371 \cdot \vartheta_0 \quad (5.17)$$

або

$$R = \frac{371}{\rho_0}, \quad (5.18)$$

де ϑ_0 і ρ_0 – відповідно питомий об'єм і густина газу за нормальних фізичних умов.

Рівняння (5.12) називається характеристичним рівнянням Клапейрона або термічним рівнянням стану ідеальних газів, тобто ідеальний газ строго підкоряється рівнянню Клапейрона. Поняття про ідеальний газ і його закони корисні як граничний випадок законів реального газу.

Згідно із законом Авогадро, однакові об'єми ідеальних газів за однакових P і T містять одну і ту саму кількість молекул. Тоді, помноживши на μ обидві частини рівняння (5.11), де μ – молекулярна маса газу, одержимо рівняння Клапейрона - Менделєєва:

$$P \cdot \vartheta_\mu = R_\mu \cdot T, \quad (5.19)$$

у якому $\vartheta_\mu = \vartheta \cdot \mu$ – молярний об'єм робочого тіла, м³/моль.

За нормальних фізичних умов ($t = 0$ °С і $P = 760$ мм рт. ст.) об'єм одного кіломоля для всіх ідеальних газів відповідає $\vartheta_\mu = 22,4$ м³/кмоль; $\vartheta_\mu = R \cdot \mu$ – універсальна газова постійна, $R_\mu = 8314,2$ Дж/(кмоль К). Отже, газова постійна конкретного робочого тіла Дж/(кг К):

$$R = \frac{R_\mu}{\mu} = \frac{8314,2}{\mu}. \quad (5.20)$$

Універсальна газова постійна за фізичним змістом також є роботою розширення, але тільки 1 кмоль ідеального газу, у ході процесу, що відбувається за постійного тиску і зміни температури на 1 градус. У цьому випадку рівняння Клапейрона - Менделєєва має вигляд:

$$P \cdot \vartheta = \frac{8314,2}{\mu} \cdot T. \quad (5.21)$$

На основі характеристичного рівняння можна одержати вираз для визначення будь-якого параметра при переході від одного стану до іншого, якщо значення інших параметрів відомі:

$$\left. \begin{aligned} \frac{P_1 \vartheta_1}{T_1} &= \frac{P_2 \vartheta_2}{T_2}; & \frac{P_1 V_1}{T_1} &= \frac{P_2 V_2}{T_2} \\ \frac{P V}{T} &= \frac{P_H V_H}{T_H}; & \frac{P_1}{\rho_1 T_1} &= \frac{P_2}{\rho_2 T_2} \end{aligned} \right\} \quad (5.22)$$

Для більш точного опису поведінки реальних газів за низьких температур було розроблено рівняння Ван-дер-Ваальса, що враховує

сили міжмолекулярної взаємодії. У цьому рівнянні внутрішня енергія стає функцією не тільки температури, але і об'єму:

$$\left(P + \frac{a}{V_M^2}\right) \cdot (V_M - b) = R \cdot T, \quad (5.23)$$

де a – коефіцієнт, що враховує сили тяжіння між молекулами; b – коефіцієнт об'єму молекул газу.

Голландський фізик Й. Ван-дер-Ваальс розглядав сили тяжіння між частинками газу і на основі цього зробив такі припущення:

- частинки розподілені рівномірно по всьому об'єму;
- сили тяжіння стінок посудини не враховуються, що в загальному випадку неправильно;
- частинки, що знаходяться всередині судини і безпосередньо під стінами, відчувають тяжіння по-різному: всередині судини діють сили тяжіння інших частинок компенсують один одного.

Основним недоліком рівняння Ван-дер-Ваальса є те, що воно розходиться з експериментом в галузі двофазних станів, в зв'язку з цим рівняння має незлічену кількість модифікацій. До таких відносяться рівняння Редліха - Квонг, Патела - Тея, 11-коефіцієнтний рівняння Старлінга - Хаана та інші, які досить складні і ускладнюють розрахунок.

У 1949 році вченими О. Редліхом і Дж. Квонг було отримано двопараметричне рівняння стану реального газу. У статті О. Редліх стверджує, що це рівняння не спирається на теоретичні обґрунтування, а є лише вдалою емпіричною модифікацією раніше відомих рівнянь:

$$P = \frac{R \cdot T}{V_M - b} - \frac{a}{T^{0.5} \cdot V_M \cdot (V_M + b)}, \quad (5.24)$$

де a та b – деякі константи (тяжіння і відштовхування), що залежать від конкретної речовини, які можна визначити при відомих критичних параметрах:

$$a \approx \frac{0,42748 \cdot R^2 \cdot T_k^{2,5}}{p_k}, \quad b \approx \frac{0,08664 \cdot R \cdot T_k}{p_k},$$

де T_k – критична температура, а p_k – критичний тиск.

Рівняння Редліха - Квонга може бути застосовано, якщо виконується умова:

$$\frac{p}{p_k} < 0,5 \cdot \frac{T}{T_k}.$$

Після 1949 року було отримано кілька узагальнень і модифікацій рівняння Редліха - Квонга, проте як довели А. Бьєрре і Т. Бак оригінальне рівняння більш точно описує поведінку газів.

Для опису поведінки вуглеводнів нормальної будови і сумішей, переважно застосовується модифіковане рівняння Ван-дер-Ваальса, запропоноване Д. Робінсоном і Д. Пенгом у 1976 році:

$$P = \frac{R \cdot T}{V_M - b} - \frac{a \cdot \alpha}{V_M^2 + 2 \cdot b \cdot V_M - b^2}, \quad (5.25)$$

$$\text{де } a = \frac{0,457235 \cdot R^2 \cdot T_k^2}{p_k}, b \approx \frac{0,077796 \cdot R \cdot T_k}{p_k},$$

$\alpha = \left(1 + m \cdot \left(1 - \sqrt{T/T_k}\right)\right)^2$ – універсальна функція, що залежить від двох індивідуальних параметрів, що характеризують властивості тієї чи іншої конкретної рідини: критичної температури T_k і так званого ацентричного фактора Пітцера ω . Параметр m задається у такий спісб $m = 0,37464 + 1,54226 \cdot \omega - 026992 \cdot \omega^2$.

Перевагою рівняння є той факт, що властивості чистого газу описуються цим рівнянням з допомогою лише трьох індивідуальних фізичних параметрів: температура і тиск газу в критичній точці, а також ацентричний фактор Пітцера. Ці параметри визначені для широкого кола речовин.

Для розрахунку рівноваги в ізобарно-ізотермічних умовах вихідне рівняння (5.25) раціонально привести до більш зручного вигляду, оскільки в ньому аргументами виступають температура T і молярний об'єм V_M . Отже, рівняння (5.25) перетворюється в кубічне рівняння для коефіцієнта стиснення $Z = \frac{pV_M}{RT}$:

$$Z^3 - (1 - B) \cdot Z^2 + (A - 3 \cdot B^2 - 2 \cdot B) \cdot Z - (A \cdot B - B^2 - B^3) = 0, \quad (5.26)$$

$$\text{де } A = a \cdot \alpha \cdot \frac{p}{R^2 \cdot T^2}; B = b \cdot \frac{p}{R \cdot T}.$$

При розрахунку фізичних властивостей багатокомпонентної суміші складу, яка розглядається як деякий гіпотетичний газ, параметри критичної точки є відомою функцією концентрацій вихідних компонентів і термодинамічних параметрів їхніх критичних точок:

$$b = \sum_i b_i x_i; a \cdot \alpha = \sum_i \sum_j (a \cdot \alpha)_{ij} x_i x_j;$$

$$(a \cdot \alpha)_{ij} = \sqrt{(a \cdot \alpha)_i \cdot (a \cdot \alpha)_j} \cdot (1 - \delta_{ij}),$$

де δ_{ij} – коефіцієнт бінарної взаємодії молекул.

Отже, для сумішей використовується лише єдина двовимірна матриця бінарних коефіцієнтів δ_{ij} , який визначений для багатьох пар речовин.

Рівняння Пенга - Робінсона (5.26) до теперішнього часу є найбільш поширеним рівнянням стану, починаючи з 80-х років ХХ століття було зроблено численні спроби його удосконалення, переважно, шляхом збільшення числа коефіцієнтів в рівнянні, що характеризує дію сил тяжіння (рівняння Мартіна, Шмідта - Венцеля, Харманса - Кнапп, Патела - Тейя, Вальдеррама та ін.), але збільшення числа коефіцієнтів призводить до складності обчислення властивостей багатокомпонентних сумішей робочих тіл.

5.3 Перший закон термодинаміки

В основі першого закону термодинаміки лежать такі формулювання:

1. **Теплота, що повідомлена робочому тілу в будь-якому процесі, витрачається на збільшення його внутрішньої енергії та здійснення роботи.**

2. **Неможливо побудувати вічний двигун першого роду (двигун, який здійснював би роботу без витрат енергії).**

3. **Неможливе виникнення і знищення енергії** (формулювання, надане Ф. Енгельсом: «Будь-яка форма руху здатна і повинна перетворюватися в будь-яку іншу форму руху»). Це формулювання не тільки підкреслює незнищенність енергії, а й стверджує взаємоперетворюваність всіх видів енергії).

Базується він на таких основних положеннях.

Принцип еквівалентності теплоти та роботи. У 1842 р. Р. Майєр установив еквівалентність теплоти і механічної роботи, що не залежить від характеру перетворення енергії. Пізніше Д. Джоулем у результаті ретельно поставлених експериментів було отримано такий вираз:

$$Q = A \cdot L, \quad (5.27)$$

де Q – кількість теплоти, що перетворюється в роботу; L – робота, отримана завдяки теплоті; $A = 1/427$ ккал/(кгс м) – термічний еквівалент роботи. Механічний еквівалент теплоти $E = 427$ кгс м/ккал.

Внутрішня енергія робочого тіла – сукупність всіх видів енергії, тіла (системи тіл):

$$U = f(P, V, T). \quad (5.28)$$

Оскільки параметри пов'язані між собою характеристичним рівнянням $PV = RT$, тоді $U = f_1(P, V)$, $U = f_2(V, T)$, $U = f_3(P, T)$. Отже, внутрішня енергія U також є параметром стану газу.

У технічній термодинаміці розглядаються процеси, у яких змінюється кінетична і потенціальна складові внутрішньої енергії.

Температура газу визначає кінетичну енергію поступального й обертального руху молекул і енергію внутрішньомолекулярного коливання, а від P і V залежить потенціальна енергія, обумовлена силами зчеплення [23].

Внутрішня енергія – сума всіх енергій. Для ідеального газу $U = f(T)$, бо сили зчеплення між молекулами відсутні. Тоді зміна внутрішньої енергії має вигляд $\Delta U = U_2 - U_1$, Дж/кг.

Робота робочого тіла. Розглянемо просту термодинамічну систему (ТС), у якій газ рухає поршень у циліндрі двигуна.

Нехай у циліндрі з поршнем площею S знаходиться 1 кг газу, питомий об'єм якого ϑ , тиск P . За рівності внутрішнього тиску газу в циліндрі і зовнішнього тиску об'єм газу буде залишатися незмінним. Якщо яким-небудь чином створити між внутрішнім тиском газу і зовнішнім тиском нескінченно малу різницю, то поршень переміститься на величину dl , об'єм газу зміниться на величину $d\vartheta = S \cdot dl$ й газ виконає роботу ($d\vartheta > 0$ – роботу розширення, $d\vartheta < 0$ – роботу стиску):

$$A = P \cdot S \cdot dl = p \cdot d\vartheta. \quad (5.29)$$

Якщо поршень переміщується з дуже малою швидкістю, тобто весь процес розширення можна розбити на елементи dl , а тиск і температуру вважати однаковими, то роботу робочого тіла можна виразити при зміні об'єму від ϑ_1 до ϑ_2 в такому вигляді:

$$A = \int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} P d\vartheta. \quad (5.30)$$

Аналітичний вираз першого закону термодинаміки

Нехай термодинамічна система масою M займає об'єм V за температури T і тиску P (рис. 5.4). Під час підведення до неї кількості теплоти dQ температура системи збільшується на dT , а, отже, її кінетична енергія E_K зростає на dE_K .

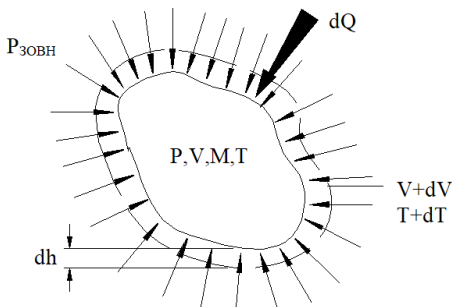


Рисунок 5.4 – Схема термодинамічної системи для визначення роботи при розширенні робочого об'єму

Відповідно до рівняння Клапейрона підвищення температури при постійному тиску спричинить збільшення об'єму системи на величину dV .

Частина теплоти витрачається на збільшення відстані між молекулами і, як наслідок, викликає зростання потенціальної енергії системи на величину dE_{Π} . Зміна внутрішньої енергії системи складе сумарну зміну кінетичної і потенціальної енергій:

$$dU = dE_K + dE_{\Pi} \quad (5.31)$$

і визначається тільки початковим і кінцевим станом системи:

$$\Delta U = \int_1^2 dU = U_2 - U_1. \quad (5.32)$$

Якщо початковий і кінцевий стани збігаються, тоді:

$$\oint dU = 0. \quad (5.33)$$

В ідеальних газах сили міжмолекулярного зчеплення не враховуються, тобто $dE_{\text{п}} = 0$, і внутрішня енергія системи змінюється тільки залежно від температури. Той факт, що кожному рівноважному стану відповідає певне значення температури, часто називають нульовим принципом термодинаміки.

Під час підведення до системи dQ змінюється не тільки внутрішня енергія робочого тіла, але й виконується робота внаслідок зміни об'єму V системи на dV при подоланні сил зовнішнього опору (рис. 5.4), величина якої складе $dA = P_{\text{зовн}} \cdot S \cdot dh$ (S – площа поверхні, dh – переміщення кожної точки, яка обмежує площу). Оскільки $S \cdot dh = dV$ при $P = P_{\text{зовн}}$ (процес рівноважний):

$$dA = P \cdot dV. \quad (5.34)$$

Розділивши ліву і праву частини виразу (5.34) на M , отримаємо елементарну питому роботу $dA' = P \cdot d\vartheta$, що чисельно дорівнює елементарній площинці під процесом, наприклад $1-D-2$, у разі зміни об'єму на $d\vartheta$. Кінцева робота:

$$A' = \int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} P \cdot d\vartheta, \quad (5.35)$$

де ϑ_1, ϑ_2 – початковий і кінцевий питомий об'єм.

У координатах $P - \vartheta$ ця кількість роботи характеризується площею під процесом, наприклад $a-1-D-2-b$. Робота A (A') – функція процесу.

Через те, що підведення до системи dQ веде загалом до зміни внутрішньої енергії системи dU і здійснення зовнішньої роботи dA , вираз першого закону термодинаміки для ізольованих систем (закону збереження енергії) має вигляд:

$$dq = dU + dA', \quad dQ = dU + dA. \quad (5.36)$$

З (5.36) виходить, що без підведення теплоти ($dQ = 0$) зовнішня робота здійснюється тільки завдяки внутрішній енергії системи. Підведення тепла в системі визначається тільки термодинамічним процесом. За $dq > 0$ – підведення тепла, $dq < 0$ – відведення, за $dq > 0$ – процес розширення робочого тіла, $dq < 0$ – стиснення.

5.4 Функції стану робочого тіла

Величини q і A , що характеризують зміну процесу робочого тіла, є не параметрами, а функціями стану. До останніх відноситься також ентальпія.

Ентальпія. Макроскопічні тіла, властивості й поведінку яких вивчає термодинаміка, перебувають у взаємодії з навколишнім середовищем.

Сукупність внутрішньої енергії тіла (термодинамічної системи) і енергії зовнішньої взаємодії тіла з навколишнім середовищем об'єднується поняттям *ентальпія*:

$$\left. \begin{aligned} I &= U + P \cdot V \\ I &= U + R \cdot T \end{aligned} \right\} \quad (5.37)$$

Оскільки $U = f(T)$ і $PV = f(T)$, то і $I = f(T)$, тобто ентальпія залежить тільки від температури. Оскільки U , P , V визначається станом термодинамічної системи, ентальпія I є функцією стану.

При зміні стану термодинамічної системи:

$$di = dU + \vartheta \cdot dP + P \cdot d\vartheta.$$

Оскільки $dq = dU + dA$, а $dA = P \cdot d\vartheta$, тоді

$$di = dq + \vartheta \cdot dP. \quad (5.38)$$

Рівняння (5.38) є другою формою запису першого закону термодинаміки.

Для ідеальних газів:

$$di = c_p \cdot dT; \quad i = c_{pm} \cdot T. \quad (5.39)$$

Кількість теплоти в процесі $P = const$ чисельно можна знайти як:

$$q = i_2 - i_1. \quad (5.40)$$

Ентропія. Робота, обумовлена інтегралом (5.30), є одним із видів обміну енергією термодинамічної системи із зовнішнім середовищем. Обмін енергією може відбуватися у вигляді передачі тієї чи іншої кількості теплоти q . Значення q , як і A , можна підрахувати у вигляді інтегралу, що збігається за формою з (5.30).

У 1852 р. Р.Клазіусом був запропонований параметр, що змінюється тільки від кількості переданої теплоти так само, як об'єм під час здійснення роботи (за $d\vartheta > 0$ – робота додатна, $d\vartheta < 0$ – від'ємна). Цей параметр, що пізніше був названий ентропією S , не може бути вимірний у який-небудь спосіб і визначається розрахунковим шляхом.

Подібно до будь-якої іншої функції стану питома ентропія системи може бути подана у вигляді функції будь-яких двох із параметрів стану P , ϑ , T : $S = f_1(P_1, V)$, $S = f_2(P_1, V)$ і т.д.

Ентропія значно поширилася під час дослідження процесів перетворення енергії в теплотехнічних розрахунках. Якщо довільний оборотний процес (наприклад, 1-2 на рис. 5.5 у $T - S$ діаграмі) розбити на нескінченно малі ділянки, на кожному з яких, через малу їхню величину $T = const$ ($T = 0$), то відношення елементарної

кількості dq , підведеної до ділянки, до температури T – також нескінченно мала величина, тобто:

$$\frac{dq}{T} = dS, \quad S = \int dS = \int \frac{dq}{T},$$

де S – ентропія газу.

$$\text{Для процесу } l-2 \quad \int_1^2 dS = \int_1^2 \frac{dq}{T} = S_1 - S_2 = \Delta S,$$

де ΔS – зміна ентропії газу.

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{dq}{T} = \int_1^2 \frac{dU + P \cdot d\vartheta}{T} = \int_1^2 \frac{dU}{T} + \int_1^2 \frac{P \cdot d\vartheta}{T} = \int_1^2 \frac{c_V \cdot dT}{T} + \int_1^2 R \frac{d\vartheta}{\vartheta}.$$

Вважаючи $c_V = \text{const}$, одержимо:

$$\Delta S = c_V \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + R \cdot \ln \frac{V_2}{V_1}.$$

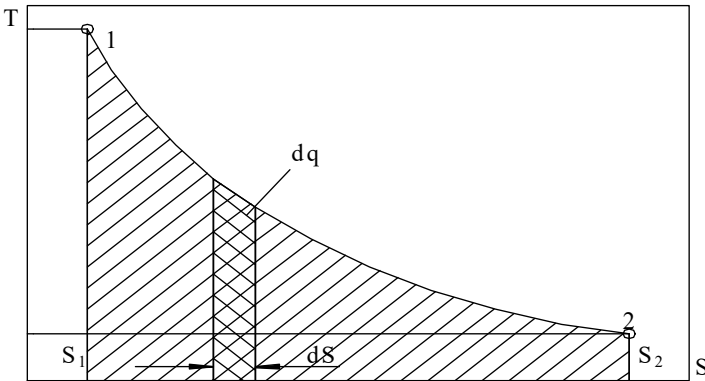


Рисунок 5.5 – T-S діаграма

Оскільки $\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{P_1}{P_2}$, $\frac{T_2}{T_1} = \frac{V_2}{V_1} \cdot \frac{P_2}{P_1}$ тоді

$$\Delta S = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + R \cdot \ln \frac{P_2}{P_1},$$

$$\Delta S = c_V \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} + c_p \cdot \ln \frac{V_2}{V_1}.$$

Якщо вважати стан у точці 1 нормальним, тобто $\vartheta_1 = \vartheta_H$, $T_1 = T_H$, $P_1 = P_H$, і $S_1 = 0$, тоді для будь-якого стану ідеального газу з параметрами V , T і P значення ентропії складе:

$$S = c_V \cdot \ln \frac{T}{T_H} + R \cdot \ln \frac{V}{V_H};$$

$$S = c_p \cdot \ln \frac{T}{T_H} - R \cdot \ln \frac{P}{P_H};$$

$$S = c_V \cdot \ln \frac{P}{P_H} + c_p \cdot \ln \frac{V}{V_H}.$$

Термодинамічні тотожності мають такий вигляд:

$$TdS = dU + PdV \quad \text{або} \quad TdS = dI - PdV.$$

Таким чином, за аналогією з інтегралом (5.35), кількість теплоти дорівнює:

$$Q = \int_{S_1}^{S_2} T dS; \quad (5.41)$$

$$dQ = T dS. \quad (5.42)$$

За $dS > 0$ теплота підводиться до системи, за $dS < 0$ – відводиться.

Питома кількість теплоти:

$$q = \int_{S_1}^{S_2} T dS = T dS, \quad (5.43)$$

де S – питома ентропія. За аналогією з $P - \vartheta$ діаграмою, що характеризує роботу, подання функціональної залежності $T = f(S)$ у $T - S$ координатах характеризує теплообмін із зовнішнім середовищем (рис. 5.5). Площа під кривою 1-2 відповідає інтегралу (5.43) і характеризує кількість підведеної теплоти, якщо $dS > 0$, або відведеної, якщо $dS < 0$.

У термодинаміці внутрішню енергію U , ентальпію I , ентропію S , теплоємність c називають калориметричними властивостями речовини, а P , V і T – термічними властивостями.

Ентропія – параметр стану, обумовлений початковим і кінцевим станом робочого тіла. Її не можна виміряти, а можна тільки обчислити розрахунковим шляхом.

5.5 Процеси та загальні питання дослідження термодинамічного стану

Перехід термодинамічної системи з одного стану в інший пов'язаний зі зміною параметрів стану та називається термодинамічним процесом.

У загальному випадку два будь-яких параметри робочого тіла можуть змінюватися довільно. Проте найбільший інтерес становить деякі окремі випадки термодинамічних процесів: ізохорний ($dV = 0$); ізобарний ($dP = 0$); ізотермічний ($dT = 0$); адіабатний ($dq = 0$) і політропний, що за певних умов може розглядатися як узагальнений стосовно зазначених вище.

Головними етапами аналізу термодинамічних процесів є застосування до них рівнянь стану ідеального газу і першого закону термодинаміки, отримання еквівалентності теплоти і роботи, відображення розглядуваних процесів у P - V (робочий) та T - S (тепловій) діаграмах.

Ізохорний процес: $V = const$ ($dV = 0$), $P = var$, $T = var$.

З характеристичного рівняння за $V = const$ випливає:

$$\frac{R}{V} = \frac{P}{T} = \text{const} \quad \text{або} \quad \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1}, \quad (5.44)$$

тобто тиск пропорційний температурі і тому що $dV = 0$, робота не виконується. Отже:

$$A = \int_{q_1}^{q_2} P dq = 0.$$

З виразу першого закону термодинаміки (за $dA = 0$) випливає, що в ізохорному процесі вся підведена теплота витрачається на зміну внутрішньої енергії, тобто:

$$\begin{aligned} dq &= dU = c_V \cdot dT, \\ dq &= T \cdot dS = dU = c_V \cdot dT, \end{aligned}$$

або за $c_V = \text{const}$

$$\begin{aligned} dq &= dU = c_V \cdot (T_2 - T_1), \\ Q_V &= M \cdot c_V \cdot (T_2 - T_1). \end{aligned}$$

Зміна ентропії у вихідному процесі:

$$\Delta S_V = S_2 - S_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_V \frac{dT}{T},$$

або за $c_V = \text{const}$

$$\Delta S_V = c_V \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} = c_V \cdot \ln \frac{P_2}{P_1}. \quad (5.45)$$

У P-V діаграмі (рис. 5.6) за $dV = 0$: 1-2 – процес нагрівання, 1-2' – процес охолодження.

У T-S діаграмі (рис. 5.7) рівняння (5.45) зображується логарифмічною кривою 1-2 (1-2'): 1-2 – ентропія зростає, тепло надається газу і він нагрівається, 1-2' – ентропія спадає, тепло відводиться і газ охолоджується. Площа під кривою 1-2 (1-2') графічно зображує кількість підведеного (відведеного) тепла. Тоді орієнтовно $q_V = \Delta U = 0,5 \cdot (T_1 + T_2) \cdot \Delta S_V$.

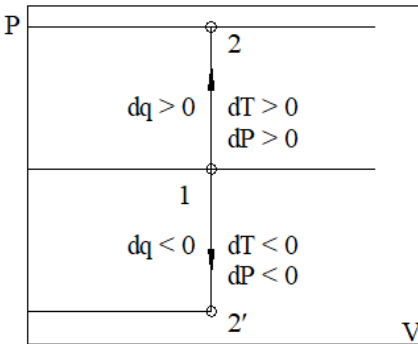


Рисунок 5.6 – P-V діаграма

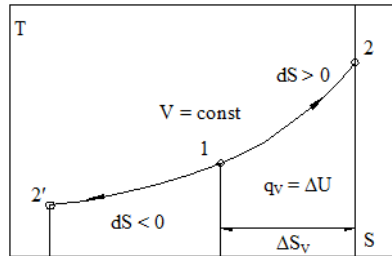


Рисунок 5.7 – T-S діаграма

Ізобарний процес: $P = const$ ($dP = 0$), $V = var$, $T = var$.

З характеристичного рівняння за $P = const$ випливає:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} = const, \quad (5.46)$$

тобто об'єм газу змінюється пропорційно термодинамічній температурі.

Ізобарний процес у P - V діаграмі подано на рисунку 5.8: де $1-2$ – розширення газу ($dV > 0$, $dq > 0$), $1-2'$ – стиснення ($dV < 0$, $dq < 0$). Робота розширення (стиснення) записується у вигляді:

$$A = \int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} P d\vartheta = P \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) = R \cdot (T_2 - T_1) = R \cdot \Delta T. \quad (5.47)$$

Тепло, що надається газу в ізобарному процесі, може бути виражене через ізобарну теплоємність c_p рівнянням:

$$dq = c_p dT. \quad (5.48)$$

Для M , кг або V , м³ газу $Q_p = M \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) = V_n \cdot c'_p \cdot (T_2 - T_1)$.

Виходячи із другого запису першого закону термодинаміки (5.32), за $P = const$ отримуємо, що $di = dq$, тобто

$$q_p = c_p(T_2 - T_1) = i_2 - i_1, \quad (5.49)$$

$$dq_p = di = c_p dT.$$

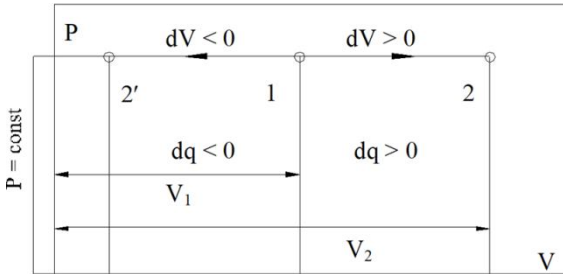


Рисунок 5.8 – P - V діаграма

Таким чином, теплота, підведена до робочого тіла при ізобарному процесі, спричиняє збільшення його ентальпії і витрачається на зміну внутрішньої енергії, а також здійснення роботи.

Коли згадати, що $dq = T \cdot dS = di = c_p dT$, тоді за $c_p = const$

$$\Delta S_p = S_2 - S_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p \frac{dT}{T} = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}.$$

Отже, у T - S координатах ізобарний процес зображується (рис. 5.9) логарифмічною кривою $1-2$ (при $\Delta S > 0$) і $1-2'$ ($\Delta S < 0$). Під час зростання ентропії тепло підводиться ($T_2 > T_1$), під час спадання – відводиться ($T_2 < T_1$). Кількість підведеного (відведеного) тепла графічно зображує (рис. 5.9) площа під кривою процесу ($q_p = \Delta i$).

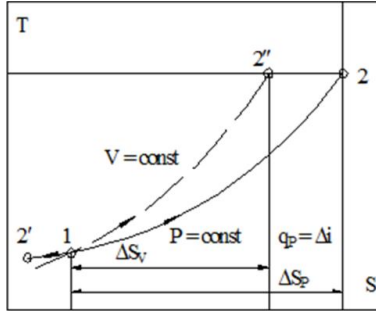


Рисунок 5.9 – T-S діаграма

Із зіставлення виразів $\Delta S_V = c_V \ln \frac{T_2}{T_1}$, і $\Delta S_P = c_P \ln \frac{T_2}{T_1}$ випливає, що $\Delta S_P > \Delta S_V$, бо $c_P > c_V$ (відповідно до рівняння Майєра $c_P - c_V = R$). Отже у T-S діаграмі ізохора (1-2') завжди крутіше ізобари (1-2).

Ізотермічний процес: $T = const$ ($dT = 0$), $P = var$, $V = var$, можливий за наявності доволі потужного джерела тепла. З рівняння стану випливає, що за

$$T = const, P \cdot V = const, \frac{P_2}{P_1} = \frac{V_2}{V_1} = const. \quad (5.50)$$

Оскільки $dT = 0$, то з виразу $dU = c_V \cdot dT$ і $di = c_P \cdot dT$ виходить, що внутрішня енергія і ентальпія при ізотермічному процесі не змінюються. Теплота, підведена до робочого тіла, витрачається на здійснення роботи $q_T = A_T$, $dq_T = dA_T$.

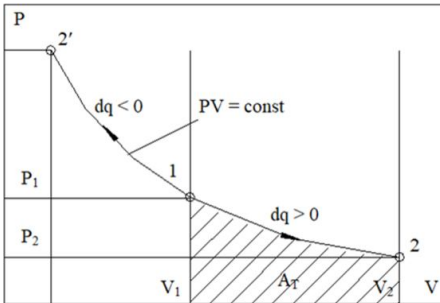


Рисунок 5.10 – P-V діаграма

$$A = \int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} P d\vartheta = P\vartheta \int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} \frac{d\vartheta}{\vartheta}, \text{ або}$$

$$A_T = P \cdot \vartheta \cdot \ln \frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} = R \cdot T \cdot \ln \frac{\vartheta_2}{\vartheta_1}. \quad (5.51)$$

У P-V діаграмі (рис. 5.10): 1-2 – ізотермічний процес розширення ($dV > 0$, $dq > 0$), 1-2' – стиснення ($dV < 0$, $dq < 0$).

Кількість тепла в T-S діаграмі зображується (рис. 5.11) площею прямокутника висотою T і основою ΔS_T

$$q_T = T \cdot \Delta S_T = R \cdot T \ln \frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} = R \cdot T \ln \frac{P_1}{P_2} = A_T.$$

З визначення теплоємності $c = dq/dT$ випливає, що теплоємність ізотермічного процесу $c_T = \pm \infty$.

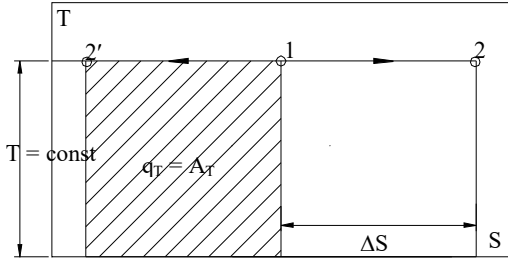


Рисунок 5.11 – T-S діаграма

Адіабатний процес: $dq = 0$, $P = var$, $V = var$, $T = var$ протікає без відведення (підведення) тепла. Якщо представити

$$dq = dq_1 + dq_{TP},$$

де dq_1 – зміна теплоти завдяки теплообміну ззовні, а dq_{TP} – завдяки внутрішньому теплообміну, то адіабатний оборотний процес, за якого $dq_1 = 0$ й $dq_{TP} = 0$, називається ізоентропійним. При $dq_1 = 0$, а $dq_{TP} \neq 0$ – необоротний адіабатний процес.

Для ізоентропійного процесу

$$PV^k = const, \quad (5.52)$$

де $k = \frac{c_p}{c_v} > 1$ – показник адіабати (ізоентропи).

Вираз (5.52) є рівнянням адіабати в системі координат P-V (рис. 5.12) за постійної теплоємності ($c_v = const$) для ідеального газу.

Робота 1 кг газу в адіабатному процесі

$$A = \frac{1}{k-1} (P_1 v_1 - P_2 v_2), \quad A = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2)$$

або для M кг газу

$$A = \frac{MR}{k-1} (T_1 - T_2). \quad (5.53)$$

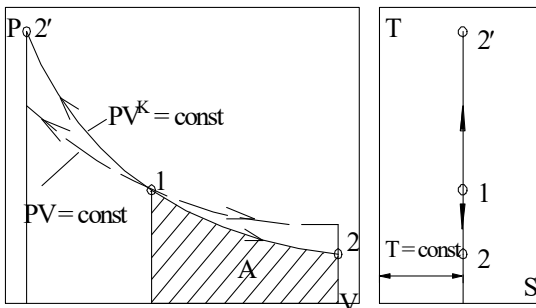


Рисунок 5.12 – P-V діаграма

Політропний процес - зміна стану ідеального газу за будь-якого, але постійного протягом усього процесу, значенні теплоємності. Отже в ньому розподіл тепла між значеннями, що характеризують зміну внутрішньої енергії і роботи газу, залишається незмінним

$$\frac{dU}{dq} = \frac{c_V dT}{cdT} = const,$$

де c – постійна для цього процесу теплоємність.

Виходячи з рівняння першого закону термодинаміки $dq = c_V dT + P dV$, рівняння політропного процесу має загальний вигляд

$$PV^n = const \quad (5.54)$$

при довільному, постійному для цього процесу, значенні n .

Де n – показник політропи. Оскільки $\frac{c_P}{c_V} = k$, тоді

$$c = c_V \cdot \frac{n-k}{n-1}. \quad (5.55)$$

У приватних випадках для окремих процесів маємо:

- для ізохорного: $n = \infty$; $c = c_V \cdot \frac{1-\frac{k}{\infty}}{1-\frac{1}{\infty}} = c_V$;
- для ізобарного: $n = 0$; $c = k \cdot c_V = c_P$;
- для ізотермічного: $n = 1$; $c = \infty$;
- для адіабатного: $n = k$; $c = 0$.

Дроселювання – термодинамічний процес незворотного перетікання газу (рідини) від більшого тиску до меншого без здійснення роботи (рис. 5.13). Дроселювання, що протікає без теплообміну з навколишнім середовищем, називається адіабатним. Цей процес відбувається при великому місцевому опорі, коли можна знехтувати зміною кінетичної енергії робочого тіла.

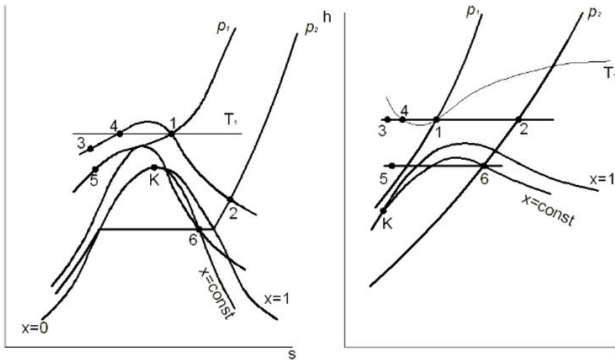


Рисунок 5.13 – T-s та h-s діаграми процесу дроселювання

При дроселюванні температура робочого тіла може знижуватися, підвищуватися або не змінюватися. Якщо процес дроселювання протікає правіше максимуму ізоентальпи на діаграмі T,s або правіше мінімуму ізотерми на h,s діаграмі (процес 1-2), то температура робочого тіла знижується (дросель-ефект $\alpha_h = (\partial T / \partial p)_h > 0$). Якщо ж процес починається і закінчується лівіше відповідних екстремумів цих ліній (процес 3-4), то температура робочого тіла підвищується ($\alpha_h < 0$). Крива, що з'єднує відповідні екстремуми і розділяє області параметрів, в яких дросельний ефект має різні знаки, називається кривою інверсії. На кривій інверсії $\alpha_h = 0$.

Процес дроселювання використовується для зниження температури робочого тіла (холодоагенту) від температури конденсації до температури кипіння. Замінюючи розширювальний механізм (детандер) дросельним клапаном, істотно спрощується (здешевлюється) холодильна установка.

Виходячи з першого закону термодинаміки, загальний метод дослідження всіх процесів містить так основні моменти:

1. Виведення рівняння, подання процесу в P-V і T-S діаграмах.
2. Встановлення залежності між основними параметрами робочого тіла на початку і в кінці процесу.
3. Визначення зміни внутрішньої енергії (ΔU), справедливе для всіх процесів ідеального газу:

$$\Delta U = U_2 - U_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_V dT = c_{VM} \Big|_0^{T_2} T_2 - c_{VM} \Big|_0^{T_1} T_1,$$

або за постійної теплоємності:

$$\Delta U = U_2 - U_1 = c_V (T_2 - T_1).$$

4. Обчислення роботи зміни об'єму газу за основною формулою:

$$A = \int_{V_1}^{V_2} P dV = \int_{V_1}^{V_2} f(V) dV.$$

5. Визначення кількості теплоти, що бере участь у процесі

$$q_{1-2} = \int_{T_1}^{T_2} c_X dT = c_{XM} \Big|_0^{T_2} T_2 - c_{XM} \Big|_0^{T_1} T_1.$$

6. Визначення зміни ентальпії у процесі за формулою, справедливою для всіх процесів ідеального газу

$$\Delta i = i_2 - i_1 = c_{PM} \Big|_0^{T_2} T_2 - c_{PM} \Big|_0^{T_1} T_1.$$

7. Визначення зміни ентропії ідеального газу

$$\Delta S = S_2 - S_1 = c_V \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{V_2}{V_1},$$

$$\Delta S = S_2 - S_1 = c_P \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{P_2}{P_1}.$$

Другий закон термодинаміки. Розглянуті вище процеси вважаються оборотними, протікають як у прямому, так і у зворотному напрямку. У той же час процеси, що нас оточують, необоротні, бо вони

завжди спрямовані бік досягнення системою рівноважного стану (механічного, термічного та ін.).

В основі другого закон термодинаміки полягають такі формулювання:

1. **Тепло не може самовільно переходити від менш нагрітого тіла до більш нагрітого тіла** (Клаузіус).

2. **Неможливо побудувати періодично діючу машину, єдиним результатом дій якої було б виконання механічної роботи завдяки охолодженню теплового резервуара** (Планк, Томпсон).

3. **Неможливо зробити вічний двигун другого роду – тобто двигун з одним джерелом теплоти** (Больцман).

Умови роботи теплових машин формулюються такі:

1. Необхідно мати робоче тіло – це тіло, за допомогою якого виконується взаємне перетворення теплоти та роботи;

2. Необхідна наявність не менше двох джерел теплоти з різними температурами – верхнє (вище) джерело теплоти або нагрівач та нижнє джерело теплоти або холодильник;

3. Робота теплової машини повинна бути циклічною, тобто робоче тіло, виконуючи ряд процесів, повинно повертатися до вихідного стану.

Другий закон термодинаміки визначає умови, за яких тепло може як завгодно довго перетворюватись в роботу. Це можливо тільки в круговому процесі, або циклі, за яким працюють всі теплові двигуни.

5.6 Теплосмність газів

Теплосмністю тіла називається кількість теплоти, яка необхідна для його нагрівання (або охолодження) на один градус. Оскільки одиницею кількості теплоти в СІ є джоуль, а температури – градус К, то одиницею теплосмності буде Дж/ К.

Теплосмність одиниці кількості речовини, тобто відношення теплоти dq , отриманої одиницею кількості речовини при нескінченно малій зміні його стану, до елементарної зміни температури dt , називають питомою теплосмністю тіла в цьому процесі:

$$c_x = \frac{dq}{dt}. \quad (5.56)$$

Значення c_x залежить не тільки від інтервалу температур, але й від виду процесу підведення теплоти, що характеризується деяким постійним параметром X , яким можуть бути питомий об'єм тіла ϑ , тиск P та ін.

Загальна кількість теплоти, отримана в процесі, визначається таким виразом:

$$q_{1-2} = \int_{t_1}^{t_2} c_X dt, \quad (5.57)$$

де інтеграл береться від початкового стану 1 до заданого кінцевого стану 2 (див. рис. 5.3).

Теплоємність речовини залежить від її температури. За цією ознакою розрізняють середню і дійсну теплоємності.

Якщо q_{1-2} – кількість тепла, підведена (відведена) до одиниці кількості речовини в процесі нагрівання (охолодження) від температури t_1 до температури t_2 , тоді:

$$c_m = \frac{q_{1-2}}{t_2 - t_1} \quad (5.58)$$

являє собою середню теплоємність у межах $t_1 \dots t_2$.

Границю цього відношення, коли різниця температур прямує до нуля, називають дійсною теплоємністю, тобто:

$$c = \frac{dq}{dt} \quad (5.59)$$

Теплоємність ідеальних газів залежить від їхньої температури, атомності та характеру процесу.

Теплоємність реальних газів залежить від їхніх природних властивостей, характеру процесу, температури та тиску.

Зміні стану за постійного об'єму або тиску відповідають різні значення теплоємностей, які називаються відповідно ізохорною та ізобарною, і позначаються c_V та c_P .

У термодинаміці розрізняють масову, об'ємну й мольну теплоємності. Теплоємність, віднесена до одиниці маси робочого тіла, називають масовою і позначають: за постійного об'єму c_V та c_{Vm} і постійному тиску c_P та c_{Pm} . Одиницею виміру масової теплоємності є Дж/(кг·К). Масову теплоємність називають також питомою теплоємністю.

Теплоємність, віднесена до одиниці об'єму робочого тіла, називають об'ємною і позначають: за постійного об'єму c'_V та c'_{Vm} і постійного тиску c'_P та c'_{Pm} . Одиниця виміру – Дж/(м³·К).

Теплоємність, віднесена до 1 кмоль газу, називають мольною і позначають за постійного об'єму μc_V й μc_{Vm} і постійного тиску μc_P та μc_{Pm} . Мольну теплоємність вимірюють у Дж/(моль К).

Масова і мольна теплоємність пов'язані таким співвідношенням:

$$c = \frac{\mu \cdot c}{\mu} = \frac{c \mu}{\mu}, \quad (5.60)$$

де μ – молекулярна маса.

Об'ємна теплоємність виражається через мольну як:

$$c = \frac{\mu \cdot c}{\vartheta_\mu} = \frac{c_\mu}{22,4} \quad (5.61)$$

де $\vartheta_\mu = 22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}$ – молярний об'єм газу при нормальних фізичних умовах.

Зв'язок між об'ємною і масовою теплоємністю виражається співвідношенням:

$$c' = c \cdot \rho_H,$$

Де $\rho_H = \mu/22,4$ – густина газу при нормальних фізичних умовах.

Між ізобарною c_P та ізохорною c_V теплоємностями існує залежність, що визначається рівнянням Майера:

$$c_P - c_V = R. \quad (5.62)$$

Якщо обидві частини цього рівняння помножити на молекулярну масу, то вона набуде вигляду

$$c_{\mu P} - c_{\mu V} = R_\mu, \quad (5.63)$$

Де R_μ – універсальна газова постійна, що дорівнює $8,314 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$.

Отже, для ідеального газу різниця питомих теплоємностей c_P і c_V постійна та дорівнює питомій газовій постійній, а різниця молярних теплоємностей $c_{\mu P}$ і $c_{\mu V}$ – універсальній газовій постійній. Величина газової постійної R визначається зовнішньою роботою в ізобарному процесі за відсутності внутрішньої. Для реальних газів, на відміну від ідеального, різниця теплоємностей залежить від температури і тиску, тобто:

$$c_P - c_V = f(P, T).$$

Відношення цих теплоємностей можна представити у такий спосіб:

$$k = \frac{\mu \cdot c_P}{\mu \cdot c_V} = \frac{c_P}{c_V}, \quad k = \frac{c_V + R}{c_V} = 1 + \frac{R}{c_V}.$$

Сказане вище дозволяє визначити питому кількість теплоти, затрачену в процесі нагрівання газу в інтервалі температур від t_1 до t_2 за постійного об'єму або при постійного тиску:

$$q_V = c_{Vm_2} \cdot t_2 - c_{Vm_1} \cdot t_1; \quad (5.64)$$

$$q_P = c_{Pm_2} \cdot t_2 - c_{Pm_1} \cdot t_1. \quad (5.65)$$

Якщо в процесі бере участь M (кг) або V_H (м^3) газу, то

$$Q_V = M(c_{Vm_2} \cdot t_2 - c_{Vm_1} \cdot t_1) = V_H(c_{Vm_2} \cdot t_2 - c'_{Vm_1} \cdot t_1); \quad (5.66)$$

$$Q_P = M(c_{Pm_2} \cdot t_2 - c_{Pm_1} \cdot t_1) = V_H(c_{Pm_2} \cdot t_2 - c'_{Pm_1} \cdot t_1). \quad (5.67)$$

Контрольні запитання

1. Технічна термодинаміка: основні поняття й визначення.
2. Термодинамічна система.
3. Параметри і функції стану. Термодинамічні процеси. Робоча (P-V) діаграма стану термодинамічної системи.
4. Ідеальний газ. Рівняння стану ідеального газу.
5. Рівняння стану реальних газів та їхніх сумішей.
6. Теплоємність газів. Рівняння Майєра.
7. Перший закон термодинаміки: базові положення і визначення, аналітичний вираз, часткові викладки.
8. Функції стану термодинамічної системи (робочого тіла). Ентальпія та ентропія. Теплова (T-S) діаграма.
9. Процеси зміни термодинамічного стану робочого тіла.
10. Загальний метод дослідження термодинамічних процесів: базові положення і загальні питання.
11. Другий закон термодинаміки.

6 РОБОЧІ ТІЛА ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

6.1 Водяна пара. Пароутворення. Рівняння Ван-дер-Ваальса

Водяна пара застосовується в різних галузях промисловості, переважно як теплоносіє у теплообмінних апаратах і робоче тіло в паросилових установках. У промисловості будівельних матеріалів водяна пара використовується для тепловологісної обробки силікатної цегли, теплоізоляційних матеріалів, бетонних, залізобетонних та інших виробів, для розпилення мазуту при його спалюванні за допомогою форсунок; у парових сушарках; в установках для одержання деревоволокнистої маси і т.д.

Маючи високий тиск і відносно малу температуру, водяна пара за своїми властивостями близька до води. Тому не можна нехтувати силами зчеплення між її молекулами і їхнім об'ємом, як для ідеального газу. Отже, характеристичне рівняння $PV = RT$ для водяної пари не може бути застосоване. У всіх перерахованих вище випадках водяна пара – реальний газ.

Властивості реальних робочих тіл описуються відповідними емпіричними рівняннями. Найбільш простим з них, що якісно правильно відбиває поведінку реального робочого тіла – водяної пари, є рівняння Ван-дер-Ваальса (розглянуто у розділі 5).

Водяна пара буває перегрітою і насиченою, яка, зі свого боку, поділяється на суху й вологу.

Для з'ясування властивостей водяної пари і її стану розглянемо процес перетворення рідини в пару – процес пароутворення: випаровування і кипіння.

Випаровування – процес пароутворення, що відбувається тільки з поверхні рідини і за будь-якої температури. Випаровування буде повним, якщо над рідиною знаходиться необмежений об'єм.

Зі збільшенням температури інтенсивність випаровування зростає, тому що зростає швидкість і енергія молекул, сили їхньої взаємодії зменшуються. Температура рідини при випаровуванні падає, що пов'язано зі зменшенням середньої швидкості залишених молекул при вильоті молекул, які мають більші швидкості.

За певної величини температури, яка залежить від природи і тиску рідини, починається пароутворення у всій її масі, що супроводжується утворенням бульбашок, – **кипіння** рідини. Тиск пари, що утворюється при цьому, такий саме, як і в навколишнього середовища.

Процес, зворотний випаровуванню, називається **конденсацією**. Це перетворення пари в рідину, що відбувається за постійної температури, якщо $P = const$.

За рівності швидкості конденсації і швидкості випаровування в системі настає динамічна рівновага. Пара в такому стані має максимальну густину і називається насиченою. Основна властивість насиченої пари (пари, що перебуває в стані рівноваги з рідиною, з якої вона утворюється) – наявність температури, що є функцією тиску, рівного тиску того середовища, у якому відбувається кипіння.

Тому температура кипіння називається температурою насичення (T_H, t_H), а тиск – тиском насичення (P_H).

Якщо об'єм насиченої пари зростає за $t_H = const$, то деяка кількість рідини переходить у пару (випаровування > конденсація). У протилежному випадку – частина пари переходить в рідину (конденсація < випаровування), але в обох випадках тиск залишається постійним.

Момент, за якого випарується остання крапля рідини, відповідає стану **сухої** насиченої пари.

Пара, отримана при неповному випаровуванні рідини, називається **вологою** насиченою парою. Вона становить суміш сухої пари з крапельками рідини, які поширені рівномірно у всій його масі й перебувають в ньому в завислому стані.

Масова частка сухої пари у вологій парі називається **ступенем сухості** або масовим паровмістом (x).

Масова частка рідини у вологій парі називається **ступенем вологості** або масовим вологовмістом (y). Вони зв'язані співвідношенням:

$$y = 1 - x,$$

де x і y – виражаються в частках одиниці (%), наприклад, $x = 0,95$, $y = 0,05$, тобто $x = 95\%$, $y = 5\%$.

Якщо температура пари більша за температуру насиченої пари того ж тиску, то така пара називається **перегрітою**. Оскільки $t_{\text{пер}} > t_H$ за $P = const$, тоді $\rho_{\text{пер}} > \rho_H$, $\vartheta_{\text{пер}} > \vartheta_H$. Тому перегріта пара є ненасиченою і за своїми властивостями наближається до газів тим більше, чим вище ступінь перегріву (рис. 6.1).

У парогенерувальних установках пара з води зазвичай утворюється за $P = const$. Тому термодинамічний бік процесу пароутворення розглянемо в P-V діаграмі (рис. 6.2), де т. $a - T_0 = 273$ К, тиск P , питомий об'єм ϑ'_0 ;

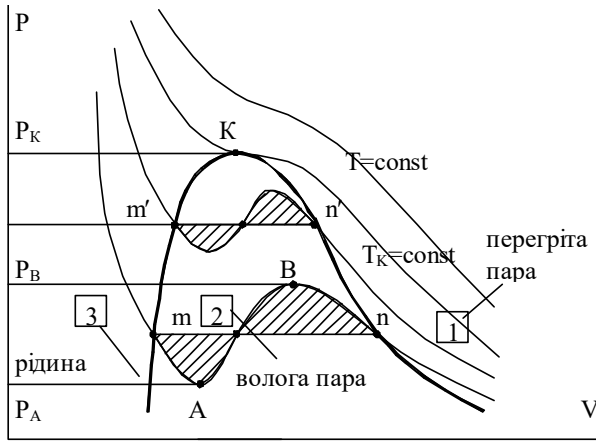


Рисунок 6.1 – Рівняння стану водяної пари в P-V координатах

$a-b$ – ізобарне підведення тепла ($t_H > t_0$ і $\vartheta' > \vartheta'_0$);

т. $b - T = T_H$: при обраному тиску вода закипає і при подальшому підведенні теплоти ($b-c$) випаровується, але температура рідини і пари $T_H = const$, тобто ізобара й ізотерма процесу кипіння води співпадають;

т. c – повне википання води при ϑ'' ;

$b-c$ (області $\vartheta'' - \vartheta'$) – суміш води й пари, яку називають вологою насиченою (рівноважний стан); у т. b вся кількість речовини є рідиною при $T = T_H$ (температура насичення, кипіння, конденсації) $x = 0$; у т. c вся кількість води википіла і перейшла в пару, яка називається сухою насиченою ($x = 1$);

$c-d$ – подальше підведення тепла до сухої насиченої пари: $T_d > T_H$ і $\vartheta_d > \vartheta'$, пара в т. d – перегріта.

За більшого тиску описаний процес пароутворення може бути представлений залежністю $a-b'-c'-d'$, $a-b''-c''-d''$ і т.д. Побудувавши також залежності для декількох значень тиску і з'єднавши т. b та c між собою, отримуємо границі:

l – нижня пригранична крива між киплячою рідиною та вологою насиченою парою, що характеризується нульовим ступенем сухості ($x = 0$);

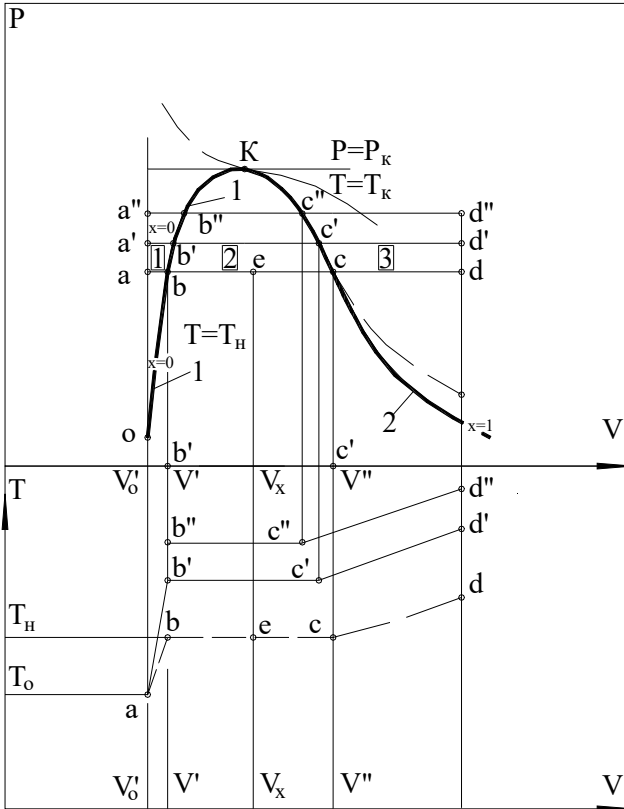


Рисунок 6.2 – Процес паротворення (на прикладі води за $P = const$), поданий в P-V діаграмі

2 – верхня пригранична крива, що відповідає параметрам сухої насиченої пари ($x = 1$) – границя між вологою та перегрітою паром.

За певного тиску $P = P_K$, що називається критичним, ці криві зливаються в критичній точці K. Тут кипляча рідина миттєво переходить у суху пару, оскільки ділянка пароутворення відсутня (для води: $P_K = 22,129$ МПа, $\vartheta_K = 0,00326$ м³/кг; $T_K = 647,231$ °К). Поняття критичної температури T_K уперше ввів у 1860 р. Д. І. Менделєєв. T_K – це температура, вище якої газ не може бути переведений в рідину, який би високий тиск до нього не прикладався.

Відзначимо такі основні параметри стану водяної пари.

Суха насичена пара. Теплота пароутворення r – кількість теплоти, витрачена на пароутворення 1 кг води за температури кипіння до сухої насиченої пари:

$$r = \rho + P(\vartheta'' - \vartheta') = \rho + \psi'', \quad (6.1)$$

де ρ – внутрішня теплота паротворення;

ψ – зовнішня теплота паротворення.

Ентальпія сухої насиченої пари

$$i'' = i' + r, \quad (6.2)$$

де i' – ентальпія киплячої рідини.

Внутрішня енергія сухої насиченої пари

$$u'' = i'' - P\vartheta''. \quad (6.3)$$

Суха насичена пара визначається одним параметром: тиском або температурою.

Волога насичена пара. Питомий об'єм вологої пари ϑ_x – об'єм суміші, що складається з $(1 - x)$ кг киплячої води та x кг сухої пари і визначається як

$$\vartheta_x = (1 - x)\vartheta' + x\vartheta''. \quad (6.4)$$

Ентальпія вологої пари

$$i_x = i' + r_x. \quad (6.5)$$

Внутрішня енергія вологої пари

$$u_x = i_x - P\vartheta_x. \quad (6.6)$$

Перегрита пара. Теплота перегріву q_p – кількість теплоти, яку необхідно затратити на перегрівання 1 кг сухої пари до необхідної температури за постійного тиску.

Ентальпія

$$q_p = c_{pm} \Big|_{t_H}^t (t - t_H); \quad (6.7)$$

$$i = i' + r + c_{pm} \int_{t_H}^t dt. \quad (6.8)$$

Внутрішня енергія

$$u = i - P\vartheta. \quad (6.9)$$

Аналітичні залежності між параметрами водяної пари надто складні, щоб ними можна було користуватися в інженерних розрахунках; тому по них складені таблиці й діаграми для визначення параметрів стану водяної пари.

Найчастіше параметри стану водяної пари визначаються за i - S діаграмою. Якщо говорити про загальний метод дослідження, то він містить у собі визначення таких основних величин:

Зміни внутрішньої енергії

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (i_2 - P_2\vartheta_2) - (i_1 - P_1\vartheta_1). \quad (6.10)$$

Визначення кількості теплоти:

– в ізохорному процесі

$$q_V = u_2 - u_1 = i_2 - i_1 - \vartheta(P_2 - P_1); \quad (6.11)$$

– в ізобарному процесі

$$q_p = i_2 - i_1; \quad (6.12)$$

– в ізотермічному процесі

$$q_T = T(S_2 - S_1); \quad (6.13)$$

– зовнішньої роботи

$$A = q - \Delta U. \quad (6.14)$$

6.2 Термодинамічні цикли. Ідеальний цикл Карно

Термодинамічний цикл – круговий процес, що здійснюється термодинамічною системою. Може бути оборотним і необоротним. Оборотний цикл утворюється тільки оборотними процесами. Під час вивчення термодинамічних газових процесів необхідно виявити, поперше, закономірність зміни основних параметрів; по-друге, особливості реалізації умов першого закону термодинаміки [24].

Таким чином, кілька послідовних термодинамічних процесів, наприклад 1-D-2 і 2-C-1 (рис. 6.3), складають замкнутий термодинамічний процес, який називається круговий процес або цикл. Тобто термодинамічний цикл – круговий процес, який здійснюється термодинамічною системою.

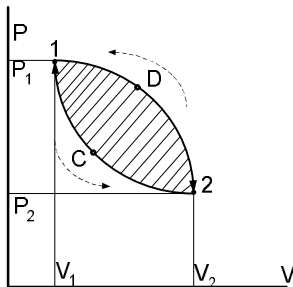


Рисунок 6.3 – Зображення циклу на P-V діаграмі

Цикл називається прямим, якщо лінія розширення в PV діаграмі розташовані вище лінії стиску (робота віддається зовнішньому споживачу) 1D2C1 і зворотній, якщо лінія стиску

вище лінії розширення (робота здійснюється від стороннього джерела енергії) – 1C2D1.

Таким чином, будь-який елементарний процес, що входить до циклу, здійснюється за підведення ($dS > 0$) або відведення ($dS < 0$) теплоти dQ , супроводжується здійсненням (за $dV > 0$) або витратою (за $dV < 0$) роботи dA , збільшенням (за $dT > 0$) або зменшенням (за $dT < 0$) внутрішньої енергії, але завжди при виконанні умов першого закону термодинаміки $dQ = dU + dA$, інтегрування якого по замкнутому контуру дає $\oint dQ = q_{ц}$, $\oint dA = A_{ц}$, тому що $\oint dU = 0$.

Тут $q_{\text{ц}}$ та $A_{\text{ц}}$ відповідно теплота, яка перетворена у циклі в роботу, та робота, яка здійснилась робочим тілом (різниця $|A_1| - |A_2|$ позитивних і негативних робіт елементарних процесів циклу). На рисунку 6.3 A_1 характеризується площею під процесом 1D2, $A_2 - 2C1$. Отже, $A_{\text{ц}}$ визначається площиною, яку займає цикл. Якщо сума підведеної теплоти у циклі $/q_1/$, тоді:

$$A_{\text{ц}} = q_{\text{ц}} = |q_1| - |q_2|. \quad (6.15)$$

Для здійснення циклу 1D2C1 (рис. 6.3) необхідні два джерела теплоти: один із високою температурою T_1 , другий – із низькою T_2 . Водночас не все тепло q_1 перетворюється в роботу, тому що q_2 передається холодному джерелу. У зв'язку з цим для другого закону термодинаміки можна дати ще кілька формулювань:

– передача теплоти від холодного джерела теплоти до гарячого неможливо без витрати роботи;

– неможливо виконати періодично діючу машину, яка здійснює механічну роботу і відповідно охолоджує тепловий резервуар (постулат Томсона);

– природа прагне до переходу від менш ймовірних станів до більш ймовірних (Больцман).

Економічність будь-якого двигуна тим вище, чим більше робота $A_{\text{ц}}$, яка отримана при заданому підведенні теплоти q_1 , та оцінюється термічним коефіцієнтом корисної дії.

Термічний ККД – відношення корисно використаної у циклі теплоти $q_{\text{ц}}$ (або отриманої роботи $A_{\text{ц}}$) до всієї кількості теплоти, витраченої на цикл:

$$\eta_e = \frac{q_{\text{ц}}}{|q_1|} = \frac{|q_1| - |q_2|}{|q_1|} = \frac{A_{\text{ц}}}{|q_1|} \quad (6.15)$$

або

$$\dot{\eta} = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (6.16)$$

Цикл, розглянутий вище (рис. 6.3), є прямим циклом – циклом двигуна, який здійснює позитивну роботу ($A_1 > A_2$). Йому відповідає зворотній цикл 1C2D1, у якому завдяки витраті зовнішньої роботи $|q_1| - |q_2| = -A_{\text{ц}}$ теплота передається від холодного джерела до гарячого [25, 26]. За такими зворотними циклами працюють холодильні машини, економічність роботи яких оцінюється **холодильним коефіцієнтом**:

$$\varepsilon_x = \frac{q_2}{A_{\text{ц}}} = \frac{|q_2|}{|q_2| - |q_1|}. \quad (6.17)$$

Вивчення ідеальних кругових процесів має істотне значення для аналізу роботи теплоенергетичних машин.

Цикл Карно – ідеальний цикл теплових машин, оборотний круговий процес, у якому здійснюється повне перетворення теплоти в роботу (або роботи в теплоту). Запропонований у 1824 році французьким фізиком С. Карно.

Складається з двох ізотермних ($T_1 = \text{const}$ 1-2 та $T_2 = \text{const}$ 3-4) процесів ($T_1 > T_2$) та двох адіабатних ($dq = 0$ 2-3 и 4-1), які в P-V та T-S координатах подані на рисунку 6.4.

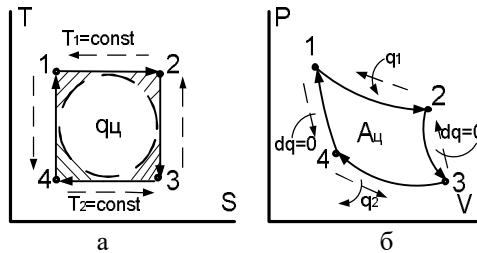


Рисунок 6.4 – Цикл Карно в T-S (а) і P-V (б) координатах

Відповідно до першого закону термодинаміки:

$$\begin{aligned} q_{1-2} &= \Delta U_{1-2} + A_{1-2} & 0 &= \Delta U_{2-3} + A_{2-3} \\ q_{3-4} &= \Delta U_{3-4} + A_{3-4} & 0 &= \Delta U_{4-1} + A_{4-1}. \end{aligned}$$

Внутрішня енергія за постійної температури не змінюється ($\Delta U_{1-2} = 0$; $\Delta U_{3-4} = 0$). Зміна внутрішньої енергії в адіабатних процесах 2-3 та 4-1, які протікають в одному і тому самі інтервалі температур, одна і та сама ($\Delta U_{2-3} = \Delta U_{4-1}$).

Таким чином, робота циклу Карно дорівнює:

$$A_{ц} = A_{1-2} + A_{2-3} - |A_{3-4}| - |A_{4-1}| = q_{1-2} - |q_{3-4}|$$

і термічний ККД:

$$\eta = 1 - \left| \frac{q_{3-4}}{q_{1-2}} \right|. \quad (6.18)$$

Згідно з T-S діаграмою теплота циклу Карно дорівнює

$q_{1-2} = T_1(S_2 - S_1)$; $q_{3-4} = T_2(S_3 - S_4)$; $S_2 - S_1 = S_3 - S_4$,
а коефіцієнт корисної дії:

$$\eta = 1 - \left| \frac{T_2}{T_1} \right|, \quad (6.19)$$

тобто визначається відношенням температур гарячого і холодного джерел.

Цикл Карно складається з оборотних процесів та є оборотним, разом із тим холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{\frac{T_1}{T_2} - 1} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (6.20)$$

Цикл Карно має максимально можливі значення коефіцієнтів η_τ та ε_x при заданих T_1 та T_2 , які не залежать від фізичних властивостей робочого тіла.

6.3 Робочі тіла термодинамічних циклів

Вимоги, що висуваються до робочих тіл. Термодинамічні властивості низькокиплячих робочих тіл дозволяють утилізувати скидну теплоту, виробляючи теплову енергію, яку згодом буде перетворено в електроенергію. Перш ніж обрати низькокипляче робоче тіло для застосування в енергетичних установках (теплові насоси, турбінні та холодильні цикли), необхідно розглянути основні вимоги, що висуваються до них. Вимоги до НРТ підрозділяються на такі групи:

- *термодинамічні* – низька температура кипіння за атмосферного тиску, тиск конденсації вище атмосферного, гарна теплопровідність, мала в'язкість НРТ (забезпечує зменшення гідравлічних втрат на тертя й місцевих опорів при його русі в системі);

- *експлуатаційні* – термохімічна стабільність, хімічна сумісність із матеріалами, негорючість, вибухобезпечність і таке інше;

- *економічні* – наявність товарного виробництва, доступна (низька) ціна;

- *екологічні* – озонобезпека, низький потенціал глобального потепління.

НРТ, що повністю відповідають перерахованим вимогам, знайти важко. У кожному окремому випадку вибирають НРТ із урахуванням конкретних умов роботи машини, і перевагу варто віддавати таким, які задовольняють більшості перерахованих вимог.

У енергомашинобудуванні широко застосовується вода (R-718). Однак застосування води як робоче тіло можливе лише за наявності джерела теплоти з температурою вище 350 °С, в іншому випадку необхідно спалювати додаткове паливо для досягнення необхідних параметрів на вході в турбіну.

Сучасний рівень розвитку техніки дозволяє корисно використати енергію теплових джерел із температурою 90–350 °С, цієї температури достатньо для реалізації паротурбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах, що дозволені до застосування (силіконове масло, ISCEON MO29; фреони: R-134a; R-404a; R-406a; R-407c; R-410a; R-

507; пентан; бутан та їхні суміші). НРТ обирається залежно від параметрів теплового джерела [27].

У таблиці 6.1 наведені властивості деяких робочих тіл, які можуть бути використані в циклах із НРТ при впровадженні паротурбінних циклів такого типу. Головним під час вибору робочого тіла є максимальна відповідність вимогам, що ставляться до нього.

Таблиця 6.1 – Основні властивості хладонів

Хладон	Формула	Мол. м., г/моль	$T_{\text{кип}}^{(1)}$, °C	$\rho_{\text{кр}}^{(2)}$, кг/м ³	$T_{\text{кр}}^{(2)}$, °C	$p_{\text{кр}}^{(2)}$, МПа	$V_{\text{кр}}^{(2)}$, м ³ /кг	ODP
R-718	H ₂ O	18	100	317,5	374,14	22,09	0,003 15	0
R-600	C ₄ H ₁₀	58	-11,8	204,1	150,80	3,7181	0,004 90	0
R-600a/ R-141b	i-C ₄ H ₁₀ / C ₂ FCI ₂ H ₃ (60/40)	73	-15,34	264,5	155,3	3,969	0,003 78	0,1
R-134a	CF ₂ HCHF ₂	102	-22,5	477,0	101,10	4,067	0,001 95	0
MDM	C ₈ H ₂₄ O ₂ Si ₃	237	152,5	256,74	290,94	1,415	0,003 89	0
¹⁾ Температура кипіння. ²⁾ Значення параметрів у критичній точці								

У більшості випадків термодинамічні цикли замкнених паротурбінних установок на низькокиплячих робочих тілах розглядають без урахування конструктивних особливостей елементів теплової схеми (турбіна, теплообмінне і допоміжне обладнання). З метою підвищення ефективності роботи реалізованих паротурбінних циклів із використанням низькотемпературних теплових джерел необхідний комплексний підхід, який охоплює:

- аналіз роботи теплового джерела (параметри, інтенсивність в часі);
- вибір холодного джерела (конденсатор, споживач теплоти);
- визначення можливих початкових параметрів (до- і надкритичні цикли) на вході в елементи теплової схеми (турбіну);
- аналіз і вибір робочого тіла (однокомпонентне або сумішеве);
- компоновка теплової схеми, її розрахункове дослідження і формування вимог і параметрів для елементів схеми (регенеративний підігрів, система охолодження і т.д.).

Максимального ККД циклу можна домогтися тільки в тому випадку, якщо обране робоче тіло, яке буде відповідати вище перерахованим термодинамічним, теплотехнічним і експлуатаційно-технологічним вимогам, дозволить отримати максимальну роботу.

Одно- та багатоконпонентні робочі тіла. При заданих параметрах джерела теплоти вибір НРТ для реалізації замкненого паротурбінного циклу здійснюється так, щоб максимально використовувати тепловий

потенціал джерела при наявному холодному джерелі. У кожному окремому випадку виконується вибір робочих речовин як сумішевого типу, так і однокомпонентного. У зв'язку з цим проводиться оцінка доцільності реалізації паротурбінних циклів такого типу на сумішевих або однокомпонентному робочому тілі, що позначається на величині капітальних вкладень і подальшої експлуатації теплової схеми.

Перспективним напрямком є застосування в закритих термодинамічних циклах не тільки однокомпонентних робочих тіл, але і сумішевих. Однак необхідно виконати аналіз і отримати порівняльні характеристики доцільності вибору робочого тіла як з наявного списку, так і оцінити можливість створення нового з кращими термодинамічними показниками, що відповідають обраному джерелу теплової енергії.

Сумішеве робоче тіло зазвичай складається з низькокиплячих і висококиплячих компонент. Варіюючи склад суміші, її можна використовувати як робоче тіло для джерел різного теплового потенціалу.

Основоположим для створення сумішевих робочих тіл є розроблений цикл Каліни, в якому як еталонне робоче тіло застосовується водоаміачна суміш.

Застосування водоаміачної суміші як робочого тіла для створення уніфікованого обладнання ГеоТЕС дозволяє перетворити енергію термальних вод з температурою 100–200 °С та підвищити у 4 рази температурний інтервал ефективного застосування енергоустановок на індивідуальних низькокиплячих робочих тілах. В енергосистемі такого типу склад робочого тіла змінюється залежно від температури навколишнього середовища. Оптимальний режим роботи енергосистеми, у якому використовується цикл Каліни, відповідає інтервалу температур геотермального теплоносія 120–180 °С. Як стверджують автори, за будь-яких граничних умов у межах робочого інтервалу, ККД енергосистеми сягає 20–40 %, що вище ККД систем з органічним циклом Ренкіна, який традиційно застосовується при використанні геотермальних ресурсів. Наразі цикл Ренкіна більше поширився і застосовується не тільки при використанні геотермальних джерел, але й при використанні джерел теплоти малого потенціалу (технологічні процеси, спалювання низькокалорійних палив і т.д.). Внаслідок чого необхідно розширити коло низькокиплячих тіл у зв'язку з широким діапазоном температури вихідної теплоти (90–350 °С).

У таблицях 6.2 та 6.3 представлені зміни критичних параметрів сумішевого робочого тіла в залежності від концентрації тієї чи іншої речовини. В якості робочих тіл розглянуті H₂O / NH₃ та R-600a / R-141b.

Таблиця 6.2 – Основні властивості H₂O (вода), NH₃ (аміак) та їхніх сумішей

Хладон	Формула	Мол. м., г/моль	$\rho_{кр}$, кг/м ³	$T_{кр}$, °C	$p_{кр}$, МПа	$V_{кр}$, м ³ /кг
Вода	H ₂ O	18	317,5	374,14	22,09	0,003 15
Аміак	NH ₃	17	197,3	132,4	11,28	0,005 07
Вода/Аміак	10/90	17,13	249,2	179,9	16,72	0,004 01
Те саме	20/80	17,23	259,6	216,8	19,91	0,003 85
Те саме	30/70	17,33	258,1	247,8	21,41	0,003 87
Те саме	40/60	17,42	254,5	274,0	22,00	0,003 93
Те саме	50/50	17,52	250,0	294,6	21,95	0,004 00
Те саме	60/40	17,62	247,5	313,8	21,92	0,004 04
Те саме	70/30	17,72	245,0	331,0	21,86	0,004 08
Те саме	80/20	17,82	243,0	346,6	21,85	0,004 12
Те саме	90/10	17,92	241,9	360,9	21,93	0,004 13

Таблиця 6.3 – Основні властивості R-600a, R-141b та їхніх сумішей

Хладон	Формула	Мол. м., г/моль	$\rho_{кр}$, кг/м ³	$T_{кр}$, °C	$p_{кр}$, МПа	$V_{кр}$, м ³ /кг
R-600a	i-C ₄ H ₁₀	58	183,6	134,8	3,65	0,005 45
R-141b	C ₂ FCl ₂ H ₃	117	498,1	209,7	4,390	0,002 01
R-600a/R-141b	10/90	106,2	495,1	197,5	4,537	0,002 02
Те саме	20/80	97,26	348,4	186,9	4,299	0,002 87
Те саме	30/70	89,7	325,4	177,5	4,224	0,003 07
Те саме	40/60	83,2	304,4	169,2	4,141	0,003 29
Те саме	50/50	77,65	280,6	161,9	4,055	0,003 56
Те саме	60/40	72,8	264,5	155,3	3,969	0,003 78
Те саме	70/30	68,45	247,9	149,4	3,885	0,004 03
Те саме	80/20	64,62	228,7	144,1	3,804	0,004 37
Те саме	90/10	61,2	173,1	139,25	3,693	0,005 78

З таблиць видно, що застосування H₂O/NH₃ як робоче тіло з різною концентрацією складових компонентів забезпечує більш широкий діапазон робочих температур при реалізації докритичних паротурбінних циклів, ніж R-600a/R-141b. Більш наочно це наведено на рисунку 6.5.

Застосування сумішевих робочих тіл дозволяє використовувати більш широкий діапазон температур. Наразі також існує значна кількість однокомпонентних речовин, що відповідають пропонованим вимогам експлуатації та мінімальних витрат при їхньому виробництві, які можна застосовувати в певному діапазоні (R-134a – 80–110 °C, і-бутан – 110–140 °C, н-бутан – 140–160 °C, і-пентан – 170–190 °C, н-пентан – 190–210 °C, MDM – 270–310 °C та багато інших).

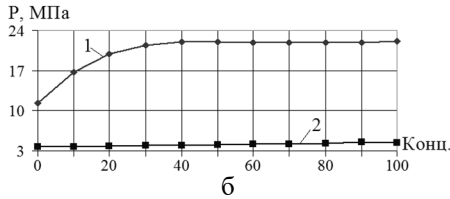
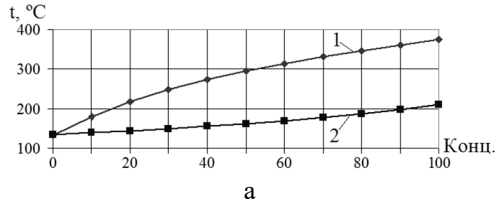


Рисунок 6.5 – Зміна критичних параметрів суміші залежно від складу компонентів: а – значення критичної температури; б – значення критичного тиску; 1 – процентний вміст H_2O в суміші H_2O/NH_3 ; 2 – процентний вміст R-141b в суміші R-600a/R-141b

Діапазон можливої роботи деяких однокомпонентних НРТ залежно від температури теплового джерела наведено на рисунку 6.6.

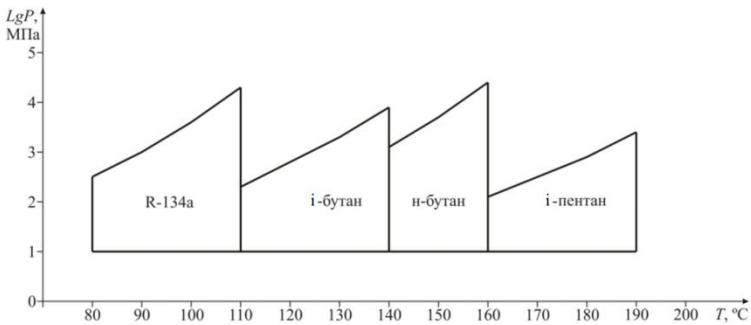


Рисунок 6.6 – Діапазон застосування робочих тіл залежно від їхніх параметрів

З діаграми видно, що однокомпонентні робочі тіла перекривають весь спектр температур найбільш поширених джерел скидної теплоти. Варто зазначити, що робочий тиск циклу не перевищує 4,2 МПа навіть за надкритичних параметрів.

6.4 Цикли паросилових установок

Головним робочим тілом теплових електричних станцій є водяна пара. Її властивості не дозволяють реалізувати ідеальний цикл Карно, тому основним термодинамічним циклом, що реалізується в ТЕС, є цикл Ренкіна.

Цикл Карно (рис. 6.4) не можна реалізувати на практиці через таку причину. У т.4 (рис. 6.4), де закінчується стиснення по ізотермі 3-4 (конденсація), стан пару відповідає вологому пару деякому ступеню сухості X . Об'єм пари за низьких значень P і T дуже великий, тому для його стискання по ізоентропі 4-1 потрібний компресор (насос) великих розмірів. Отже, у паросилових установках набув застосування цикл, який запропонував Ренкін, – ідеальний замкнутий цикл зміни стану робочого тіла, що представлено у T - S діаграмі на рисунку 6.7.

Особливістю циклу Ренкіна є те, що стиснення пари продовжено в ізотермічному процесі до повної конденсації пари, тобто до нижчої прикордонної кривої ($x = 0$). В цьому випадку у насосі відбувається стиснення конденсату, а не пари, що спричиняє суттєве зменшення об'єму циліндра насоса та роботи, яка витрачається на його привід.

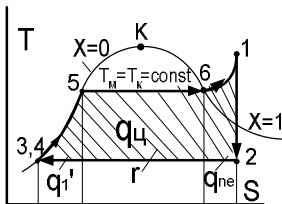


Рисунок 6.7 – Цикл Ренкіна

Вода, що надходить у котел, нагрівається завдяки теплоті q_1 , яка отримується при спалюванні палива в топці (процес 4-5, рис. 6.7), досягає температури насичення при заданому тиску P . Під час наступного підведення питомої кількості теплоти q отримується спочатку суха насичена пара (процес 5-6), а потім перегріта (процес 6-1), яка подається у турбіну,

де відбувається процес 1-2 адіабатного розширення. Точка 2 знаходиться в області вологої насиченої пари. Відпрацьована у турбіні пара надходить до конденсатора, у якому охолоджувальною водою від неї відбирається теплота q_2 , пара конденсується (процес 2-3) та перетворюється у воду (т.3). Одержаний конденсат насосом повертається в котел (т.4).

Вода розглядається як нестислива рідина, нижча погранична крива розташована поблизу процесу 3-4. Завдяки цьому процес подачі води насосом приймається ізохорним. Часто процеси стиснення у насосі та підігрівання води у котлі до стану кипіння сполучають (процес 3-5). Утворений у такий спосіб термодинамічний цикл є циклом Ренкіна, питома витрата пари та теплоти при здійсненні якого, визначаються як

$d_0 = \frac{3600}{i_1 - i_2}$; $q = d_0(i_1 - i_2)$, де $i_1 - i_2 = h_0$ – розташований теплоперерад.

6.5 Вплив параметрів пари на ККД циклу

Параметри пари істотно впливають на ККД циклу паротурбінної установки. Наприклад, термічний ККД циклу при зміні початкових тиску (від 10 МПа до 23,5 МПа) і температури (від 500 °С до 565 °С), а також тиску в конденсаторі (від 4 кПа до 6 кПа) може змінюватися від 0,43 до 0,48. Розглянемо, як впливають початкові параметри (температура t_0 і тиск p_0) пари, наявність проміжного перегріву пари і його температури $t_{пр}$, а також тиск у конденсаторі p_k на термічний ККД [28, 29].

Початковий тиск пари. Підвищення початкового тиску пари p_0 пов'язано зі збільшенням температури його насичення, тобто рівня, за якого відбувається передача теплоти в котлі. Як відомо, найбільш досконалим термодинамічним циклом є цикл Карно, ККД якого $\eta_k = 1 - T_k/T_0$, де T_0 і T_k – температури підведення та відведення теплоти. Для будь-якого циклу, наприклад циклу Ренкіна, можна визначити еквівалентну температуру підведення теплоти $T_e = T_0$ до, яка забезпечила б відповідний термічний ККД η_t

$$T_e = T_k / (1 - \eta_t). \quad (6.21)$$

Для порівняння на рисунку 6.8, а, зображені в T - S діаграмі два ідеальних цикли ПТУ при початкових тисках пара p_0 та p_{01} .

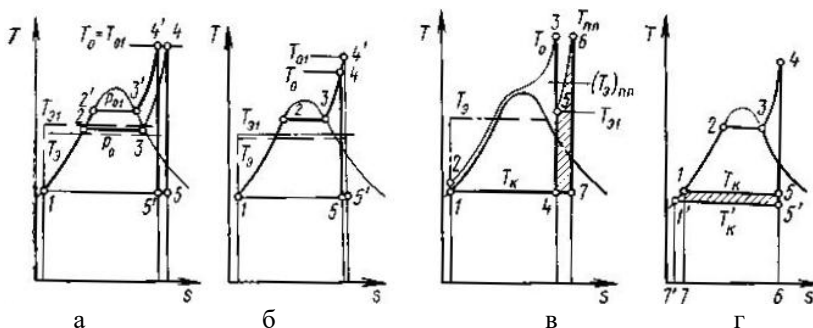


Рисунок 6.8 – Порівняння T - S діаграм циклів ПТУ з різними початковими температурами (а), тисками (б), з проміжним перегрівом (в) і різними тисками в конденсаторі (г)

У циклі 1-2-3'-4'-5-1 з підвищеним початковим тиском $p_{01} > p_0$ підведення теплоти відбувається на більш високому температурному рівні, тобто $T_{c1} > T_c$. Отже, цей цикл більш економічний, ніж цикл 1-2-3-4-5-1.

Необхідно відзначити, що збільшення початкового тиску пари за тієї температури призводить до зростання вологості наприкінці процесу розширення, що за інших рівних умов негативно впливає на надійність турбіни (збільшується ерозія металу) і знижує її відносний внутрішній ККД (рис. 6.9).

Однак при збільшенні початкового тиску пари еквівалентна температура T_c спочатку зростає, а потім починає поступово зменшуватися. Таким чином, існує оптимальний за еквівалентною температурою T_c початковий тиск пари. Крім того, чим вище ця температура, тим вище тиск, за якого отримується максимальний термічний ККД (рис. 6.10).

Початкова температура пари. Підвищення початкової температури t_0 пари істотно збільшує економічність ПТУ. Якщо порівняти два цикли, що розрізняються лише початковими температурами пари (рис. 6.8, б), тоді ККД першого циклу 1-2-3-4'-5-1 з більш високою температурою T_{01} буде вище ККД другого циклу 1-2-3-4-5-1 з меншою температурою T_c . За інших рівних умов початкова температура T_{c1} підведення теплоти в першому циклі вище початкової температури T_c підведення теплоти в другому циклі. За умови збільшення початкової температури і тиску дозволить підвищити термодинамічну ефективність циклу (рис. 6.11).

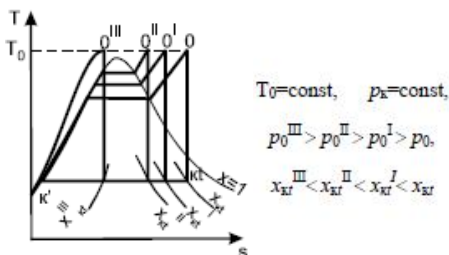


Рисунок 6.9 – Вплив зміни початкового тиску на ступінь вологості пари на виході з турбіни

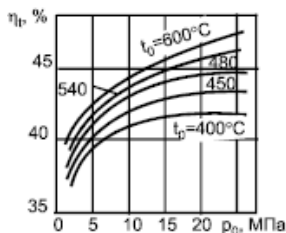


Рисунок 6.10 – ККД термодинамічного циклу залежно від початкового тиску та температури

Труднощі, які виникають при підвищенні температури, пов'язані з тим, що матеріали, які застосовуються у сучасному енергомашинобудуванні, втрачають міцність за високих температур, у зв'язку з тим, що різко падають межі їх плинності та міцності, а також знижується межа тривалої міцності. Остання обставина призводить до необхідності обмежувати термін експлуатації деталей або застосовувати дорогі жаростійкі високолеговані сталі.

Крім того, збільшення температури t_0 у реальних турбінах зменшує вологість наприкінці процесу розширення пари. Це підвищує надійність і термін експлуатації турбіни внаслідок менш інтенсивної ерозії металу, а також дещо збільшує її відносний внутрішній ККД (рис. 6.12).

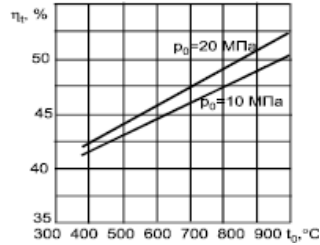
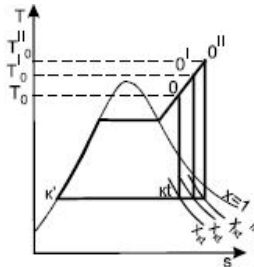


Рисунок 6.11 – Вплив зміни початкової температури і тиску на ефективність термодинамічного циклу



$$p_0 = \text{const}, \quad p_k = \text{const},$$

$$T_0^{\text{II}} > T_0^{\text{I}} > T_0,$$

$$x_{\text{вт}}^{\text{II}} > x_{\text{вт}}^{\text{I}} > x_{\text{вт}}$$

Рисунок 6.12 – Вплив зміни початкової температури на ступінь вологості пари на виході з турбіни

Проміжний перегрів пари.

У циклі з проміжним перегрівом пари після розширення в частині високого тиску турбіни від тиску p_0 до тиску p_1 направляється в проміжний перегрівник, де до нього додатково підводиться теплота і підвищується його перегрів. Потім пара знову повертається в турбіну і розширюється до тиску p_k в конденсаторі (рис. 6.13).

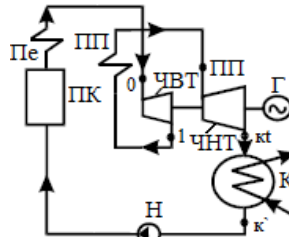


Рисунок 6.13 – Теплова схема паротурбінної установки з проміжним перегрівом пари

Як видно з T-S діаграми, показаної на рисунку 6.8, в, проміжний перегрів може викликати підвищення економічності циклу. Справді, початкова температура T_{c1} еквівалентного циклу Карно в схемі з проміжним перегрівом вище відповідної температури T_c у циклі без проміжного перегріву. Підвищення ККД циклу відбудеться тільки в тому випадку, якщо проміжний перегрів здійснюється до такої температури, за якої еквівалентна температура приєднаного циклу 4-5-6-7-4 виявиться вище, ніж основного (площа 1-2-3-4-1, рис. 6.8, в).

Робота 1 кг пари у турбіни дорівнює наявному теплоперепадку турбіни H_0

$$l_T = H_0 = H_0^{\text{ЧВТ}} + H_0^{\text{ЧНТ}} = h_0 - h_{1t} + h_{\text{ПП}} - h_{\text{кт}} = h_0 - h_{\text{кт}} + \Delta h_{\text{ПП}},$$

де h_0 , h_{1t} , $h_{\text{ПП}}$, $h_{\text{кт}}$ – ентальпія робочого тіла у характерних точках ідеального циклу; $\Delta h_{\text{ПП}} = h_{\text{ПП}} - h_{1t}$ – підвищення ентальпії пари (підведення теплоти) у проміжному підігрівачі.

Теплота підведена до 1 кг пари робочого тіла в ідеальному циклі з проміжним підігрівом пари

$$q_1 = q_0 + q_{\text{ПП}} = h_0 - h'_k + h_{\text{ПП}} - h_{1t} = h_0 - h'_k + \Delta h_{\text{ПП}}.$$

Термічний ККД циклу проміжним підігрівом пари

$$\eta_t^{\text{ПП}} = \frac{l_T}{q_1} = \frac{h_0 - h_{\text{кт}} + \Delta h_{\text{ПП}}}{h_0 - h'_k + \Delta h_{\text{ПП}}}.$$

За впровадження проміжного перегріву вологість пари наприкінці процесу розширення зменшується, що підвищує відносний внутрішній ККД турбіни. При цьому інтенсивність ерозії зменшується, що позитивно позначається на надійності роботи турбіни.

Для подальшого підвищення термічного ККД можна застосовувати дворазовий проміжний перегрів, який через ускладнення ПТУ мало поширений.

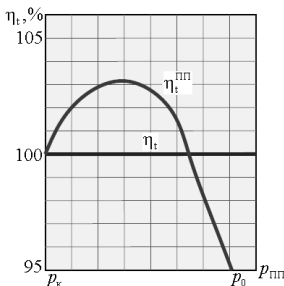


Рисунок 6.14 – Зміна ефективності турбінного циклу з одним ступенем проміжного перегріву

Оптимальне значення тиску проміжного перегріву визначається варіаційними розрахунками. За умови одноступеневого проміжного перегріву $p_{\text{ПП}} = (0,15 - 0,20)p_0$ (рис. 6.14). За ступінчастого – $p_{\text{ПП}}^I = (0,25 - 0,30)p_0$ та $p_{\text{ПП}}^{II} = (0,25 - 0,30)p_{\text{ПП}}^I = (0,06 - 0,09)p_0$.

Регенеративний підігрів живильної води. Для підвищення економічності циклу паротурбінної установки необхідно збільшувати середню температуру підведення теплоти в циклі. Тому велике значення має підвищення температури живильної води, тобто температури, з якої

починається підведення теплоти в циклі. Цього можна досягти, якщо застосувати принцип регенерації теплоти. У реальних паротурбінних установках з регенеративним підігрівом живильної води (РПЖВ) принцип регенерації реалізується шляхом підігріву живильної води в регенеративних пароводяних підігрівачах, в які надходить пара, щовідбирається з проточної частини турбіни. Принципова схема паротурбінної установки з двома відборами пари на РПЖВ та процес в h,s -діаграмі наведено на рисунку 6.15.

Вода послідовно нагрівається в змішувачі завдяки теплоті конденсату пари, що послідовно скидається з П1 та П2, а потім в регенеративних підігрівниках П2 та П1. На виході з П1 її температура близька до температури насичення $t_{н1}$ за тиску p_1 , а в установці зі змішувачами підігрівниками дорівнює $t_{н1}$.

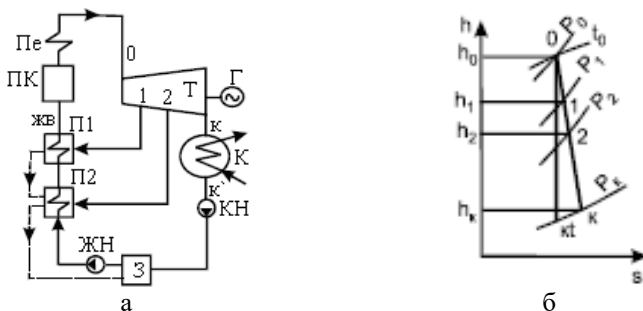


Рисунок 6.15 – Паротурбінна установка з двома відборами пари на РПЖВ: а – принципова теплова схем; б – процес у h - S діаграмі

З огляду на те, що за умови відсутності регенерації в конденсатор надходить уся пара, що подається на турбіну ($\alpha_k = 1$), отримуємо, що в турбоустановці з системою регенерації витрата пари у конденсатор $\alpha_k = (1 - \alpha_1 - \alpha_2)$ менше, ніж в установці без регенерації. Отже, менше і втрата теплоти в конденсаторі.

На рисунку 6.16 показані криві відносного підвищення термічного ККД циклу залежно від температури води і числа ступенів підігріву з при рівномірному розподілі підігріву води.

З графіка випливає:

1. Чим більше число відборів і підігрівачів (z), тим вище ККД циклу.
2. Максимум ККД досягається оптимального значення температури живильної води для установки з заданим z .

3. Зі збільшенням числа ступенів РПЖВ оптимальна температура живильної води збільшується.

4. Зі збільшенням числа z приріст термічного ККД сповільнюється. Кожен наступний відбір усе менше впливає на підвищення ККД.

На практиці в енергетичних ПТУ застосовують 7–9 ступенів регенеративного підігріву живильної води, що дозволяє підвищити термічний ККД ПТУ на 15–17 % (відносних).

Термічний ККД циклу паротурбінної установки з регенерацією:

$$\eta_t^p = \frac{l_p}{q_1^p} = \frac{h_0 - \alpha_1 h_{1t} - \alpha_2 h_{2t} - \alpha_k h_{kt}}{h_0 - h_{жв}}$$

Витрати пари у відбори турбіни α_i визначаються конденсувальною здатністю підігрівачів. У підігрівач надходить стільки пари, скільки може сконденсуватися в ньому.

Підвищення економічності, що отримується у регенеративному циклі (як і з зовнішнім споживачем теплоти) пропорційне енергії пари, яка після турбіни направляєється тепловому споживачеві. Збільшення числа відборів на регенерацію підвищує термічний ККД регенеративного циклу, проте ускладнює і здорожує ПТУ. Регенеративний підігрів живильної води застосовують на ТЕС, ТЕЦ та АЕС.

Тиск у конденсаторі. Після зменшення тиску p_k у конденсаторі знижується температура T_k , за якої проводиться відведення теплоти від пари охолоджуючою водою. У результаті збільшується середня різниця температур у циклі, а отже, і його термічний ККД. Для порівняння на рис. 6.8, г зображені в T,s -діаграмі два ідеальних цикли, що відрізняються тільки тиском пари p_k в конденсаторі. Робота циклу зі знизеним тиском p_k 1'-2-3-4-5-1' перевищує роботу циклу 1-2-3-4-5-1 з більш високим тиском на значення, що еквівалентне площі 1-5-5'-1'-1. Але в цьому випадку збільшується вологість пари наприкінці процесу розширення (рис. 6.17) і втрата енергії з вихідною швидкістю, що негативно позначається на надійності турбіни і знижує її відносний внутрішній ККД.

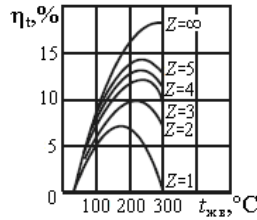


Рисунок 6.16 – Криві відносного підвищення термічного ККД циклу залежно від температури води і числа ступенів підігріву

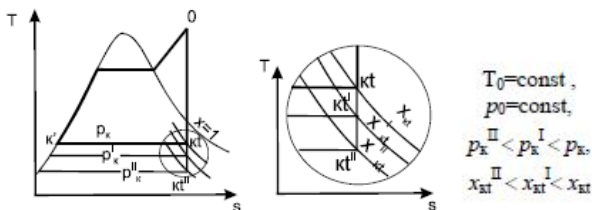


Рисунок 6.17 – Термодинамічний цикл зі змінним тиском у конденсаторі

Вплив зміни тиску на виході з турбіни p_K на її термодинамічний ККД наведено на рисунку 6.18.

Після зниження p_K :

- збільшується кінцева вологість пари;
- зростає вихідна швидкість пари;
- зростають втрати в турбіні;
- знижується внутрішній відносний ККД турбіни;
- збільшується об’ємна витрата пари в конденсатор.



Рисунок 6.18 – Термодинамічний цикл зі змінним тиском у конденсаторі

Комбіноване виробництво теплової та електричної енергії. У тих випадках, коли поряд зі споживачами електроенергії в районі електростанції є споживачі теплової енергії (наприклад, системи опалення, промислові споживачі теплоти), велике економічне значення має комбіноване виробництво електроенергії та теплоти. Для задоволення цих споживачів може бути використана теплота відпрацьованої в турбіні пари.

Температурний рівень теплоносія t_p , необхідний споживачам теплоти, зазвичай перевищує температуру пари, відпрацьованої в конденсаційній турбіні. Тому споживачі теплоти використовують пару підвищеного протитиску p_p , за якого температура конденсації $t_{пк} = t_p$.

Теплота конденсації, яка в ПТУ, що працює без теплового споживача, віддається циркуляційній воді, безповоротно втрачається. У разі ж коли такий споживач є, ця теплота корисно використовується.

На конденсаційних електричних станціях (КЕС) з охолоджувальною водою втрачається близько 60 % теплоти згорання палива. Якщо крім електричної енергії необхідна також теплота, то в установках з роздільним виробленням теплоти і електроенергії (рис. 6.19, а) доводиться додатково спалювати паливо.

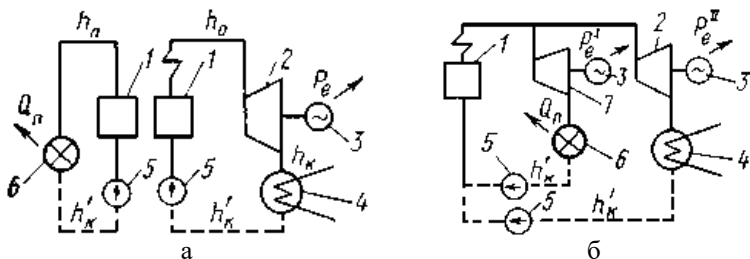


Рисунок 6.19 – Теплова схема виробництва теплової та електричної енергії: а – окреме виробництво теплової та електричної енергії; б – когенерація; 1 – котел; 2 – конденсаційна турбіна; 3 – електричний генератор; 4 – конденсатор; 5 – насос; 6 – споживач теплоти; 7 – турбіна з протитиском

За комбінованого вироблення теплоти і електричної енергії (рис. 6.19, б) використовують, наприклад, турбіну з протитиском (7), після якої пара направляється тепловому споживачеві (6). Отже, у такій установці використовується вся теплота пари. Оскільки електрична потужність турбіни (7) залежить від витрати пари, необхідної споживачеві теплоти (6), для вироблення потрібної кількості електричної енергії встановлюють додатково конденсаційну турбіну (2). Економія теплоти при комбінованому виробленні

$$\Delta Q = Q_p - Q_k = Q_n \cdot \chi \cdot (1/\eta_i - 1),$$

де Q_p і Q_k – загальні витрати теплоти при роздільному і комбінованому виробленні; Q_n – теплота, передана тепловому споживачеві; $\chi = P_e/Q_n$ – коефіцієнт, що характеризує електричну потужність, вироблену на базі теплового споживача.

Таким чином, вираш економічності електростанції пропорційний електроенергії, вироблюваної турбіною з протитиском (рис. 6.20).

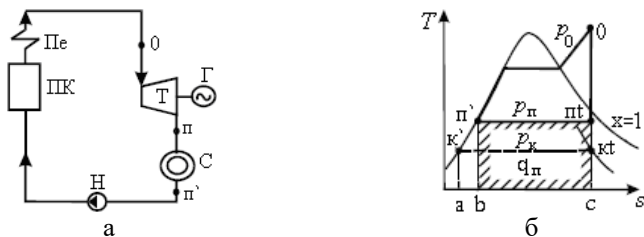


Рисунок 6.20 – Теплова схема когенераційної установки: а – турбоустановки з протитиском; б – процес у T - s діаграмі

Оцінка досконалості ПТУ за комбінованого вироблення електроенергії та теплоти за абсолютним ККД втрачає сенс, оскільки вся теплота пари, що йде на турбіну з протитиском, використовується повністю.

Якщо є не один, а кілька теплових споживачів, у яких використовується пара за різних температур, встановлюють кілька турбін, які віддають пару за різних протитисків. Можна також створити турбіну з одним або декількома відборами пари для зовнішніх споживачів.

6.6 Цикли газотурбінних установок

Схема і цикл з ізобарним підведенням теплоти та регенерацією

Газотурбінні установки (ГТУ) також відносять до ДВЗ, проте від поршневих ДВЗ вони істотно відрізняються. У ГТУ перетворення теплової енергії в механічну відбувається при русі газу через міжлопаткові канали газової турбіни.

Принципова схема ГТУ показана на рисунку 6.21. Компресор (1), газова турбіна (4), паливний насос (2) і електрогенератор (5) мають загальний вал. Компресор (1) стискає атмосферне повітря до необхідного тиску і направляє його в камеру згоряння (3). Паливо в камеру згоряння подається насосом (2). Відпрацьовані гази розширюються в газовій турбіні, виробляючи механічну роботу, яка передається електричному генератору (5) [30].

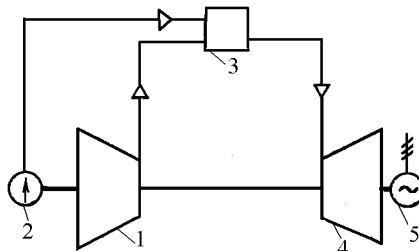


Рисунок 6.21 – Принципова теплова схема газотурбінної установки з підведенням теплоти за постійного тиску

У газовій турбіні, як і в ДВЗ, робочим тілом є продукти згоряння рідкого або газоподібного палива, але зворотно-поступальний принцип замінюється обертовим рухом колеса під дією струменя газу. Крім того, у турбінах здійснено повне адіабатне розширення продуктів згоряння

до тиску зовнішнього повітря, з чим пов'язано додатковий виграш у роботі (пл.144'1 на рис. 6.22).

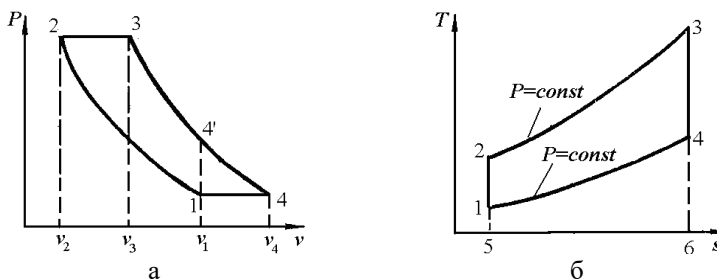


Рисунок 6.22 – Термодинамічний цикл ГТУ з підведенням теплоти за постійного тиску: а – P, v -діаграма; б – T, s -діаграма

Термодинамічний цикл газотурбінної установки складається з таких процесів: 1-2 – адиабатне стиснення повітря в компресорі; 2-3 – підведення теплоти до робочого тіла за постійного тиску в камері згоряння; 3-4 – адиабатне розширення робочого тіла в турбіні до тиску навколишнього середовища; 4-1 – ізобарний процес віддачі робочим тілом теплоти в навколишнє середовище.

Параметри циклу:

$$\beta = \frac{P_2}{P_1} - \text{ступінь підвищення тиску при адиабатному стисканні};$$

$$\rho = \frac{v_3}{v_2} - \text{ступінь попереднього розширення}.$$

Термічний ККД циклу визначається за формулою:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (6.22)$$

Кількість теплоти, що підводиться до робочого тіла в ізобарному процесі 2-3:

$$q_1 = c_p(T_3 - T_2). \quad (6.23)$$

Кількість теплоти, що відводиться в ізобарному процесі 4-1:

$$q_2 = c_p(T_4 - T_1). \quad (6.24)$$

Кількість підведеної q_1 і відведеної теплоти q_2 можна визначити через параметри циклу. Для цього температури T_2 , T_3 і T_4 виражаються через температуру T_1 і параметри циклу β і ρ (табл. 6.4).

Таблиця 6.4 – Визначення температури в характерних точках циклу ГТУ з ізобарним підведенням теплоти

Процес	Формули
1-2 – адіабатний	$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow T_2 = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}}$
2-3 – ізобарний	У зв'язку з тим, що $P_3 = P_2$ та $P_4 = P_1$, отримуємо: $\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho; T_3 = T_2 \cdot \rho \Rightarrow T_3 = T_1 \cdot \rho \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}}$
3-4 – адіабатний	$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \Rightarrow$ $T_4 = T_3 \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \cdot \lambda$

Після перетворень:

$$q_1 = c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}(\lambda - 1); q_2 = c_v \cdot T_1(\lambda - 1).$$

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v T_1(\lambda - 1)}{c_v T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}(\lambda - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (6.25)$$

де $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ – ступінь адіабатного стиснення в компресорі.

Необхідно відзначити, що η_t залежить від роботи компресора. Чим вище показник адіабати k і чим більше значення β , тим вище η_t .

Зі збільшенням ступеня підвищення тиску β термічний ККД ГТУ підвищується (рис. 6.23). Нагадаємо, що представлені криві характеризують ККД оборотного циклу; у реальних циклах неминучі втрати енергії, тому їхній ККД завжди нижче розрахованого за формулою (6.25).

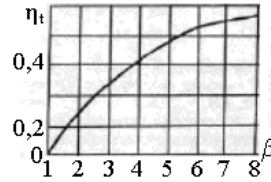


Рисунок 6.23 –
Залежність ККД від ступеня підвищення тиску

Робота циклу ГТУ:

$$l_t = q_1 \cdot \eta_t = c_p \cdot T_1 \cdot \beta^{(k-1)/k} \cdot (\rho - 1) \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\right). \quad (6.26)$$

З формул (6.25) та (6.26) видно, що значення η_t та l_t тим вище, чим більше значення k . Це наводить на думку використовувати як робоче тіло одноатомні гелій або аргон. Такий цикл обов'язково буде замкнений, тому тиск $P_4 = P_1$ можна підняти значно вище атмосферного; це зробить ГТУ набагато компактніше. Однак заміна робочого тіла потребує встановлення теплообмінників як для підведення теплоти q_1 , так і для відведення теплоти q_2 , що ускладнює конструкцію ГТУ.

З метою підвищення ефективності використання теплоти палива, що спалюється, здійснюється *регенерація теплоти відпрацьованих газів турбіни*. Регенерація теплоти полягає у використанні теплоти відпрацьованих газів турбіни для підігрівання повітря, що надходить до камери згоряння. З рисунків 6.21 і 6.24 видно, що основна відмінність ГТУ з регенерацією теплоти від установки без регенерації полягає в тому, що стиснене повітря з компресора (1) надходить у повітряний регенератор-теплообмінник (6), у якому він підігрівается завдяки теплоті відпрацьованих у турбіні продуктів згоряння. З регенератора-теплообмінника повітря надходить до камери згоряння (3). Таким чином, у газотурбінних установках регенерується частина теплоти, що раніше скидалась до атмосфери та корисно не використовувалась.

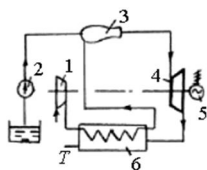


Рисунок 6.24 – Принципова теплова схема газотурбінної установки з підведенням теплоти за $P = const$ та регенерацією

Термодинамічний цикл ГТУ зі згорянням палива за $P = const$ і регенерацією теплоти (рис. 6.25) складається з таких процесів: 1-2 – процес стиснення повітря в компресорі; 2-5 – ізобарний підігрів повітря в регенераторі; 5-3 – ізобарний процес підведення теплоти палива в камері згоряння; 3-4 – адиабатне розширення газів у турбіні; 4-6 – ізобарне охолодження робочого тіла в регенераторі; 6-1 – ізобарна віддача робочим тілом теплоти навколишньому середовищу.

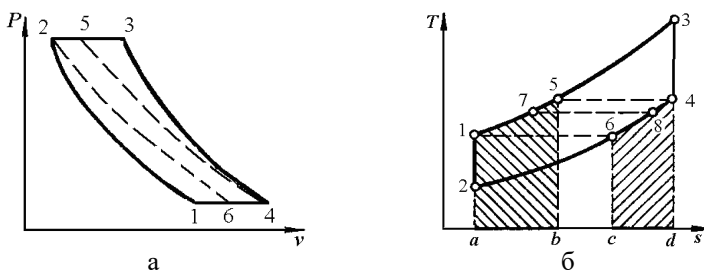


Рисунок 6.25 – Термодинамічний цикл ГТУ з підведенням теплоти за $P = const$ і регенерацією теплоти: а – $P-v$ діаграма; б – $T-s$ діаграма

У $T-s$ діаграмі (рис. 6.25б) теплота, що віддається продуктами згоряння на ділянці ізобари 4-6 (пл.с64dc), підводиться в регенераторі до стисненого повітря на ділянці ізобари 2-5. Регенерація буде повною, якщо охолодження продуктів згоряння в регенераторі-теплообміннику відбувається до температури повітря, тобто від $T_5 = T_4$ до $T_6 = T_2$. Разом

із тим кількість теплоти, що сприймається повітрям у регенераторі, дорівнює кількості теплоти, що відводиться в ньому продуктами згоряння:

$$c_p(T_5 - T_2) = c_p(T_4 - T_6).$$

За $c_p = const$ маємо: $T_5 - T_2 = T_4 - T_6$.

Термічний ККД за повної регенерації визначається виразом:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Кількість підведеної теплоти в циклі з повною регенерацією:

$$q_1 = c_p(T_3 - T_5) = c_p(T_3 - T_4). \quad (6.27)$$

Кількість теплоти, що відводиться в циклі з повною регенерацією:

$$q_2 = c_p(T_6 - T_1) = c_p(T_2 - T_1). \quad (6.28)$$

Тоді:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4}. \quad (6.29)$$

Згідно з рівнянням, наведеним в таблиці 6.4, маємо:

$$T_3 = T_1 \rho \beta^{\frac{k-1}{k}}; T_3 = T_1 \rho; T_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}}.$$

Термічний ККД з повною регенерацією:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_4}. \quad (6.30)$$

З виразу (6.30) видно, що термічний ККД ГТУ з ізобарним підведенням теплоти з повною регенерацією теплоти й адиабатним стисненням повітря в компресорі залежить від температури газу в кінці адиабатного розширення T_4 і початкової температури газу T_1 . Чим вище T_4 і чим нижче T_1 , тим вище η_t .

Цикл ГТУ з ізохорним підведенням теплоти

На відміну від ГТУ зі згорянням палива при постійному тиску, де процес горіння здійснюється безперервно, у ГТУ зі згорянням палива за постійного об'єму процес горіння є періодичним (пульсуючим). Через повітряний клапан (7) до камери згоряння (1) надходить повітря, стиснене у компресорі (6) (рис. 6.26). Сюди ж паливним насосом (5)

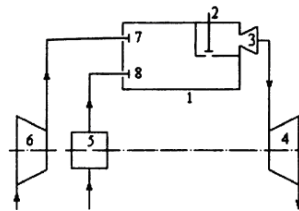


Рисунок 6.26 – Принципова теплова схема газотурбінної установки з підведенням теплоти за $v = const$ та регенерацією

через паливний клапан (8) подається рідке паливо. Процес горіння реалізується при закритих повітряному клапані (7) і сопловому клапані (2). Займання відбувається від електричної іскри. Після згоряння палива в результаті підвищення тиску в камері (1) відкривається сопловий клапан (2). Продукти згоряння, проходячи через соплові апарати (3), надходять на соплові лопатки газової турбіни (4).

Ідеальний цикл газотурбінної установки з підведенням теплоти за постійного об'єму в P - v і T - S діаграмах наведено на рисунку 6.2.

У адіабатному процесі 1-2 робоче тіло з параметрами P_1, v_1 і T_1 у точці 1 стискається до параметрів P_2, v_2 і T_2 у точці 2.

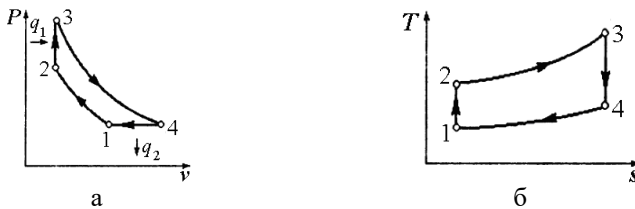


Рисунок 6.27 – Термодинамічний цикл ГТУ з підведенням теплоти за $v = const$: а – P - v діаграма; б – T - S діаграма

В ізохоричному процесі 2-3 до робочого тіла підводиться деяка кількість теплоти q_1 . Потім робоче тіло розширюється в адіабатному процесі 3-4 до початкового тиску $P_4 = P_1$ і по ізобарі 4-1 повертається в початковий стан, що характеризується параметрами точки 1. Характеристики циклу:

$$\beta = \frac{P_2}{P_1} - \text{ступінь підвищення тиску при адіабатному стисканні};$$

$$\lambda = \frac{P_3}{P_2} - \text{ступінь додаткового підвищення тиску}.$$

Питома кількість теплоти, що підводиться та відводиться, визначається за формулами: $q_1 = c_v(T_3 - T_2)$; $q_2 = c_p(T_4 - T_1)$.

Підставляючи ці величини до формули для термічного ККД, отримаємо:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{k(T_4 - T_1)}{T_3 - T_2}.$$

Знайдемо вирази для температур T_2, T_3 і T_4 через початкову температуру T_1 (табл. 6.5).

Підставляючи знайдені значення температур у вираз для термічного ККД, отримаємо

$$\eta_t = 1 - \frac{k \left(\lambda^{\frac{1}{k}} - 1 \right)}{(\lambda - 1) \beta^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (6.31)$$

Таблиця 6.5 – Визначення температури в характерних точках циклу ГТУ з ізохорним підведенням теплоти

Процес	Формули
1-2 – адіабатний	$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow T_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}}$
2-3 – ізохорний	$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} = \lambda; T_3 = T_2 \lambda \Rightarrow T_3 = T_1 \lambda \beta^{\frac{k-1}{k}}$
3-4 – адіабатний	$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_1}{P_1 \beta \lambda}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{(\beta \lambda)^{\frac{k-1}{k}}} \Rightarrow$ $\Rightarrow T_4 = T_3 \frac{1}{(\beta \lambda)^{\frac{k-1}{k}}} = T_1 \lambda^{\frac{1}{k}}$

Звідси видно, що термічний ККД зростає зі зростанням величин λ, β, k .

6.7 Цикли холодильних машин та теплових насосів

6.7.1 Загальні положення

Холодильні машини (далі – ХМ) або термокомпресори – пристрої неприпливної дії для отримання і підтримки температур, менших, ніж температура навколишнього (холодного) середовища. Усі вони працюють за холодильним циклом – зворотний круговий процес, призначений для передачі теплоти від тіл менш нагрітих до тіл більш нагрітих за допомогою холодильних установок або теплових насосів.

ХМ поділяються на повітряні (газові), парові, пароежекторні, абсорбційні, а також машини, принцип дії яких заснований на ефектах Пельтьє і Ранка – Хілша.

У повітряній холодильній машині як холодильний агент використовується атмосферне повітря. Ці установки не поширилися широко зважаючи на малий холодильний коефіцієнт і складності конструкції.

У парових (парокомпресорних) холодильних установках робочим тілом є пари різних речовин – аміаку NH_3 , вуглекислоти CO_2 , сірчастого ангідриду SO_2 , фреонів (фторохлорпохідних вуглеводнів). З огляду на простоту конструкції (порівняно з повітряними), високої холодопродуктивності та великої надійності роботи, ці установки найширше розповсюдилися в техніці.

У пароежекторних і абсорбційних холодильних установках для отримання низьких температур витрачається не механічна робота (як в парових або газових), а теплота будь-якого робочого тіла з високою температурою. У пароежекторній установці для стиснення холодильного агента використовується кінетична енергія струменя пари деякої речовини. Ці установки відрізняються невисоким холодильним ефектом і в промисловості застосовуються рідко. Більш широко поширилися абсорбційні ХМ, у яких для отримання низьких температур використовується (як і в пароежекторних) енергія у вигляді теплоти. Термодинамічно ці установки менш досконалі, ніж парові, однак вони значно простіші за конструкцією (через відсутність компресора), дешевші, більш надійні в роботі й тому широко поширилися.

Холодильні установки, принцип дії яких заснований на використанні ефектів Пельтье і Ранка – Хілша, максимально прості за конструкцією – не мають рухомих деталей. Проте вони поки не дуже поширені через низькі значення холодильного коефіцієнта [25, 26, 31].

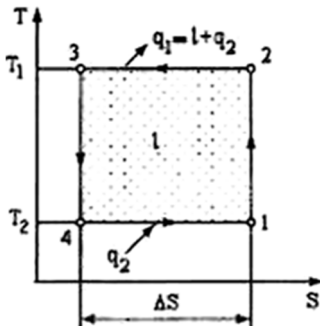


Рисунок 6.28 – Термодинамічний оборотний зворотний цикл Карно у T - s діаграмі

ХМ працюють за зворотним циклом, тобто циклом, зображеному в теплових діаграмах (P, v і T, s) в напрямку проти годинникової стрілки. Найвигіднішим циклом холодильної машини, здійснюваним між двома джерелами тепла з температурами T_1 і T_2 , буде оборотний зворотний цикл Карно, який складається з двох ізотерм і двох адиабат (рис. 6.28).

Процеси, що входять до термодинамічного циклу: 1-2 – адиабатне стиснення робочого тіла (хладоагента); 2-3 – ізотермічне стисання з відводом теплоти q_1 у навколишнє середовище; 3-4 – адиабатне розширення; 4-1 – ізотермічне розширення з підведенням теплоти q_2 до хладоагента від охолоджуваного в холодильнику тіла.

Як характеристики термодинамічної ефективності холодильного циклу приймається значення:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l}, \quad (6.32)$$

де l – витрачається механічна робота, що дорівнює площі 12341.

Величина ε називається холодильним коефіцієнтом або коефіцієнтом холодовиробництва.

Для зворотного циклу Карно:

$$\varepsilon_k = \frac{q_2}{l} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_2 \Delta S}{T_1 \Delta S - T_2 \Delta S} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (6.33)$$

Холодильний коефіцієнт зворотного циклу Карно має найбільше значення порівняно з іншими циклами холодильних машин, здійснюваними у тому ж інтервалі температур теплоджерел.

Із формули для ε_k бачимо, що зі збільшенням температури T_1 і зі зменшенням температури T_2 коефіцієнт холодопродуктивності зменшується і за $T_2 \rightarrow 0$ $\varepsilon_k \rightarrow 0$. Робота L і потужність N , необхідні для здійснення зворотного циклу, визначаються за формулами:

$$L = \frac{Q}{\varepsilon}; N = \frac{L}{1000},$$

де Q – холодопродуктивність (кількість теплоти, що відводиться від охолоджуваного тіла в одиницю часу).

6.7.2 Термотрансформатори

Виходячи з положень другого закону термодинаміки, можна зробити висновок, що застосовується на практиці спосіб отримання теплоти шляхом спалювання палива і передачі теплоти теплоносію є дуже нераціональним.

Температура гарячих газів зазвичай дорівнює 1 000 °С і вище. Тоді як температура теплоносія для цілей опалення становить близько 100 °С. Після переходу теплоти від джерела з температурою 1 000 °С до робочого тіла з температурою 100 °С відбувається велика втрата працездатності теплоти, що пов'язано з необоротним теплообміном за кінцевої різниці температур. До того ж втрата працездатності небажана не тільки при отриманні роботи, а й при безпосередньому використанні теплоти, наприклад, для потреб опалення.

З використанням пристроїв, що зветься термотрансформаторами, принципово можливо, маючи деяку кількість теплоти за високої температури, без витрати роботи отримати більшу кількість теплоти за більш низької температури з працездатністю, що дорівнює працездатності початкової кількості теплоти.

Працездатність теплоти q , що береться від джерела з температурою T_1 , визначається за формулою:

$$w_1 = q_1 \eta = q_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right).$$

де T_0 – температура навколишнього середовища, w_1 – корисна робота, яку можна отримати після використання теплоти q_1 в прямому оборотному циклі Карно, що виконується між джерелом теплоти

високої температури і навколишнім середовищем. Витративши цю роботу в зворотному оборотному циклі Карно (тепловий насос), здійснюваному між джерелами з температурами T_0 і T_2 , отримаємо:

$$w_1 = q_2 \eta = q_2 \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right).$$

Звідси

$$q_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) = q_2 \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right), \text{ або } q_2 = \psi \cdot q_1,$$

де $\psi = \frac{T_2(T_1 - T_0)}{T_1(T_2 - T_0)}$ – термодинамічний коефіцієнт перетворення теплоти від температури T_1 до температури T_2 .

Останнє співвідношення показує, що q_1 Дж теплоти за температури T_1 еквівалентні q_2 Дж за температури T_2 . Оскільки $T_2 < T_1$, тоді $\psi > 1$.

Порядок величини ψ можна показати на прикладі розв'язання конкретної задачі за таких вихідних даних: $t_1 = 1\,000\text{ }^\circ\text{C}$; $t_2 = 50\text{ }^\circ\text{C}$; $t_2 = 50\text{ }^\circ\text{C}$. Коефіцієнт ψ за таких умов дорівнює приблизно 5. Отже, для того, щоб отримати 5 Дж теплоти за температури $50\text{ }^\circ\text{C}$, варто затратити лише 1 Дж за $t_1 = 1\,000\text{ }^\circ\text{C}$. Тоді як у звичайній опалювальній установці 1 Дж теплоти за високої температури переходить в таку ж кількість теплоти за низької температури. Отже, з термодинамічного погляду опалювальна установка, яка необоротно передає теплоту від джерела з температурою $t_1 = 1\,000\text{ }^\circ\text{C}$ до джерела з температурою $t_2 = 50\text{ }^\circ\text{C}$, у 5 разів менш економічна, ніж оборотна теплоперетворювальна установка.

Якщо термотрансформатор призначений для отримання теплоти за більш низької температури, ніж вихідна, то він буде знижувальним. Підвищувальний термотрансформатор дозволяє отримати теплоту за більш високої температури, ніж вихідна.

Загалом, цикл будь-якого термотрансформатора становить поєднання прямого і зворотного циклів. У розглянутій вище схемі в установку входять тепловий двигун, що здійснює роботу, і тепловий насос, який споживає її. Розглянемо послідовність роботи установки, у якій як термотрансформатор використовується абсорбційна холодильна машина. У цій установці (роботою насосів нехтуємо) за один цикл у парогенераторі (котлі) за температури t_n витрачається теплота q_n . У випарнику за температури t_1 поглинається теплота q . У конденсаторі та абсорбері за температури t_2 виділяється теплота $q_k + q_a$. Якщо температура випарника дорівнює температурі навколишнього середовища, а відведення теплоти в конденсаторі й абсорбері відбувається за температури $t_2 < t_n$, тоді абсорбційна машина буде представляти понижувальний термотрансформатор, який

перетворює деяку кількість теплоти q_n з температурою t_n у більшу кількість теплоти $q_k + q_a$ з більш низькою температурою.

Коефіцієнт перетворення такого трансформатора становитиме

$$\psi = \frac{q_k + q_a}{q_n}.$$

Цей коефіцієнт буде менше теоретичного з огляду на те, що процеси в абсорбційній установці відхиляються від ідеальних. Відзначимо, що звернена абсорбційна установка може бути використана і як підвищувальний термотрансформатор.

6.7.3 Типи холодильних установок

Повітряна холодильна установка. Принцип дії повітряної холодильної установки заснований на розширенні попередньо стисненого та охолодженого повітря. На рисунку 6.29 зображено принципову теплову схему повітряної ХМ. Принцип дії установки

полягає в такому. У компресорі (1) повітря стискається до тиску P_2 і нагнітається в теплообмінник (охолоджувач) (2), де від нього відводиться частина теплоти в кількості q_1 , що отримана в результаті стиснення. Потім стиснене повітря надходить до розширювального циліндра або детандера (3), де розширюється до початкового тиску. Під час розширення температура повітря знижується до 60–70 °С. Холодне повітря спрямовується в теплообмінник (охолоджуване приміщення) (4), де до нього підводиться теплота в кількості q_2 .

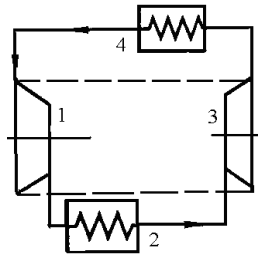


Рисунок 6.29 – Принципова схема повітряної холодильної установки

На рисунку 6.30 представлені діаграми ідеального циклу повітряної холодильної установки в T-S та P-v діаграмах. Розглянемо процеси циклу.

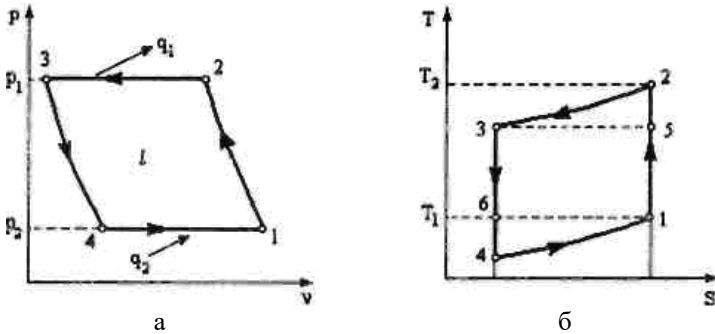


Рисунок 6.30 – Цикл повітряної холодильної машини:
 а – P-v діаграма; б – T-s діаграма

1-2 – адиабатне стиснення повітря в компресорі (1) від тиску P_1 до тиску P_2 ; 2-3 – ізобарний процес відведення теплоти q_1 зовнішнього джерела, що супроводжується зниженням температури робочого тіла від T_2 до T_3 ; 3-4 – адиабатне розширення робочого тіла в детандері (3) з пониженням температури від T_3 до T_4 ; 4-1 – ізобарне підведення теплоти до робочого тіла в теплообміннику (4) зі зростанням його температури від T_4 до T_1 .

Робота, витрачена в циклі складе:

$$l = q_1 - q_2 = c_p \cdot (T_2 - T_3 - T_1 + T_4).$$

Звідси:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{T_1 - T_2}{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)} = \frac{1}{\frac{(T_2 - T_3)}{(T_1 - T_4)} - 1}.$$

Для адиабатних процесів 1-2 і 3-4 можна записати:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \text{ та } \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

У зв'язку з тим, що $P_2 = P_3$, $P_1 = P_4$, тоді $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4}$.

Остаточна формула для холодильного коефіцієнта набуде вигляду:

$$\varepsilon = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{1}{T_1/T_2 - 1} = \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}.$$

Таким чином, холодильний коефіцієнт залежить тільки від відносини тисків P_2/P_1 .

Цикл, зображений на рисунку 6.30. називається циклом Лоренца. Порівняємо його холодильний коефіцієнт із коефіцієнтом еквівалентного зворотного оборотного циклу Карно, що визначається за формулою (6.32). Ця формула стосовно циклу Карно 1-5-3-6, зображеному на рисунку 6.28. набуде вигляду:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_1}{T_3 - T_1}.$$

Оскільки $T_3 < T_2$, тоді $\varepsilon_k > \varepsilon$. Більш низький холодильний коефіцієнт циклу повітряної холодильної установки пояснюється необоротністю теплообміну в ізобарних процесах відведення (2-3) і підведення (4-1) теплоти до робочого тіла, у зв'язку з тим, що ці процеси протікають за кінцевої різниці температур.

Парова компресорна холодильна установка. У парокомпресорних холодильних установках як робоче тіло використовуються низькокиплячі рідини (NH_3 , CO_2 , SO_2 , CH_2Cl та інші). Завдяки цьому робочий цикл може розташовуватися в двофазній області стану, у якій ізобарні процеси підведення і відведення теплоти можна замінити на ізотермічні й тим самим зменшити втрати, пов'язані з необоротністю процесів.

Найбільшого поширення набули аміак і фреони. У парокомпресорних холодильних установках, на відміну від повітряних, замість детандера застосовується дросельний (редукуючий) вентиль, за допомогою якого регулюють температуру в охолоджуваному об'ємі зміною ступеня відкриття редукуючого вентиля. Процес адіабатного дроселювання супроводжується зростанням ентропії речовини, що дроселюється, водночас ентальпія речовини не змінюється. Принципова схема установки подана на рисунку 6.31.

Парокомпресорна холодильна установка працює так. Стиснутий в компресорі (3) (рис. 6.31) до тиску вологої (сухої) пари надходить у конденсатор (охолоджувач) (2), де завдяки віддачі теплоти охолоджуючого середовища відбувається повна конденсація пари (ізобарно-ізотермічний процес 4-1, рис. 6.32). Рідина з конденсатора за тиску P_1 і температури T_1 проходить через дросельний вентиль (1), де вона дроселюється до тиску P_2 . Тиск P_2 обирається таким, щоб відповідна цьому тиску температура насичення T_2 була нижче температури охолоджуваного об'єму. Процес дроселювання у вентилі (1) є незворотнім і на T,s -діаграмі зображується умовною лінією 1-2. Після дросельного вентиля волога пара направляється до випарника (4), де завдяки теплоті, що відбирається від охолоджуваних тіл, що містяться в ньому рідина випаровується, ступінь сухості вологої пари при цьому зростає (ізобарно-ізотермічний процес 2-3). З випарника пара високого ступеня сухості направляється до компресора (3), де адіабатно стискається від тиску P_2 до тиску P_1 .

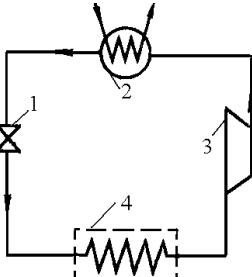


Рисунок 6.31 –

Принципова схема парової холодильної машини

У циклі Карно 1А34 процес охолодження холодоагенту від температури T_1 до температури T_2 відбувається по оборотній адиабаті 1-А у детандері. Кількість теплоти q_2 , що відбирається від холодного джерела, у циклі парокompресорної установки зображується пл. a23b, а кількість теплоти, що відбирається в циклі Карно – пл. cA3b. З рисунка видно, що пл. cA3b > пл. a23b. Втрата хладо виробництва від заміни детандера редукційним вентилем визначається пл. A2ac. Кількість теплоти (пл. 412ab), що передається в конденсаторі охолоджуючому середовищу за постійного тиску:

$$q_1 = h_4 - h_1.$$

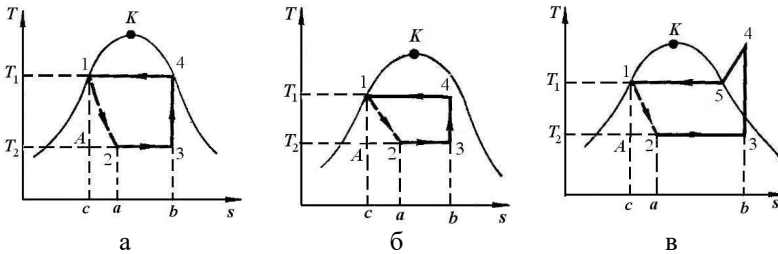


Рисунок 6.32 – Цикл парової компресорної холодильної машини в T - s діаграмі: а – на насиченій парі; б – на вологій парі; в – на перегрітій парі

Теплота (пл. 23ba), що підводиться до хладоагенту в охолоджуваному об'ємі:

$$q_2 = h_3 - h_2 = T_2(S_3 - S_2).$$

У циклі парокompресорної холодильної установки робота, що витрачається на привід компресора (3):

$$l_{\text{ком}} = h_4 - h_3.$$

Оскільки в процесі дроселювання $h_1 = h_2$, то робота, витрачається в циклі, дорівнює роботі компресора, тобто:

$$l_{ц} = l_{ком} = h_4 - h_3.$$

Підставляючи значення $l_{ц}$ і q_2 у вираз (6.32), отримаємо:

$$\varepsilon = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_3} = \frac{T_2(S_3 - S_2)}{h_4 - h_3}.$$

Величина холодильного коефіцієнта, що визначається за цією формулою, на 15–20 % нижче ε_k і значно вище, ніж у повітряних холодильних машин.

Холодильна установка абсорбційного типу. Абсорбційні холодильні установки істотно відрізняються від всіх інших простотою конструкції. Холодильний ефект у них виходить не завдяки витраті енергії в формі механічної роботи, а завдяки енергії у формі теплоти. Для абсорбційної установки підбираються дві рідини, які повністю розчиняються одна в одній і мають різні температури кипіння. Процес поглинання всієї маси одного тіла іншим називається абсорбцією. Разом із тим легкокипча рідина використовується як холодильний агент, а рідина з більш високою температурою кипіння – як абсорбент.

Принципова схема установки подана на рисунку 6.33. Холодильний коефіцієнт абсорбційної установки визначається за (6.32).

Абсорбційні холодильні установки широко поширилися з огляду на те, що вони прості, надійні та дешеві у виготовленні. Варто зазначити, що їхня термодинамічна досконалість нижча, ніж парових.

Розглянемо роботу такої установки. У парогенераторі (1) в результаті підведення теплоти q_1 холодильний агент випаровується з абсорбенту у вигляді майже сухої насиченої пари. У конденсаторі (2) він повністю конденсується, віддаючи теплоту пароутворення охолоджуючій воді. У дросельному вентилі (3) холодильний агент дроселюється, що супроводжується зменшенням тиску і температури та збільшенням об'єму. В теплообміннику (4) відбувається передача холодильному агенту теплоти q_2 від охолоджуваних тіл. У абсорбері (5) відбувається з'єднання холодильного агента з абсорбентом, що надходять через дроселюючий вентиль (7). Отримана суміш насосом (6) направляється до парогенератора (1).

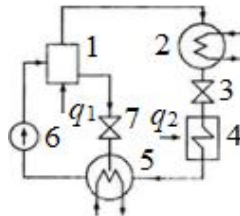


Рисунок 6.33 –
Принципова схема
холодильної установки
абсорбційного типу

Пароежекторна холодильна установка. Принципова схема пароежекторної холодильної установки наведена на рисунку 6.34. З випарника (1) пара холодильного агента надходить до камери

змішування ежектора (2). Сюди ж одночасно подається пара з котла (6). Отримана в камері змішування суміш пари стискається в дифузорі ежектора. Потрапляючи до конденсатора (3), пара конденсується з віддачею теплоти пароутворення. Після конденсатора частина рідини дроселюється в дросельному вентилі (4), де відбувається падіння тиску і температури. Інша її частина за допомогою живильного насоса (5) направляється до котла (6), де вона знову за допомогою підведеної ззовні теплоти q_1 перетворюється на пару.

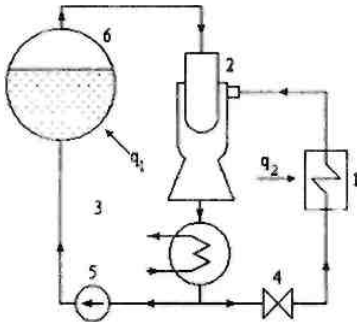


Рисунок 6.34 – Принципова схема пароежекторної холодильної установки

Холодильний коефіцієнт у цьому випадку визначається за формулою:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1},$$

де q_2 – питома кількість теплоти, що підводиться до робочого тіла у випарнику; q_1 – питома кількість теплоти, що підводиться до робочого тіла в котлі.

Пароежекторні холодильні установки відрізняються простотою конструкції, надійністю в роботі та малими габаритами. Однак вони мають низьку теплову економічність і термодинамічно менш досконалі, ніж парокompресорні холодильні установки.

Тепловий насос. Тепловим насосом називається пристрій, за допомогою якого теплота, що забирається від джерела з низькою температурою за допомогою підведеної ззовні роботи, віддається споживачеві за більш високої температури. Робота теплового насоса фактично не відрізняється від роботи холодильної установки.

Принципова схема теплового насоса подана на рисунку 6.35. Його робота відбувається так. У компресорі (1) відбувається стиснення холодильного агента з підвищенням його температури. У конденсаторі (2) відбувається конденсація пароподібного робочого тіла. Теплота, що виділяється при цьому q_1 , передається до рідини, що циркулює в опалювальній системі. У дросельному вентилі (3) конденсат робочого тіла дроселюється зі зниженням його тиску і температури.

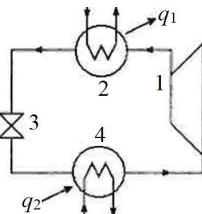


Рисунок 6.35 – Принципова схема теплового насоса

У випарнику (4) температура холодоагенту підвищується завдяки підведенню питомої кількості теплоти q_2 .

Ефективність роботи теплового насоса характеризується опалювальним коефіцієнтом ε , який визначається за формулою:

$$\varepsilon = \frac{q_1}{l} = \frac{q_2 + l}{l},$$

де q_1 – питома кількість теплоти, що відводиться робочим тілом споживачеві в конденсаторі (2); q_2 – питома кількість теплоти, що приймається робочим тілом у випарнику (4); l – питома кількість роботи, що витрачається на привід компресора.

Під час використання як холодильного агента парів рідини, що кипить за низьких температур (аміак, вуглекислота, фреони та ін.), цикл теплового насоса не відрізняється від циклу парокомпресорної холодильної установки (рис. 6.32), відповідно маємо:

$$q_1 = h_2 - h_4 = h_2 - h_5, \quad q_2 = h_1 - h_5.$$

Оскільки ентальпія робочого тіла в результаті дроселювання не змінюється:

$$h_4 = h_5.$$

Тоді:

$$l = q_1 - q_2 = (h_2 - h_5) - (h_1 - h_5) = h_2 - h_1.$$

Звідси виходить:

$$\varepsilon = \frac{q_1}{l} = \frac{h_2 - h_5}{h_2 - h_1}.$$

Під час роботи теплового насоса за зворотнім оборотним циклом Карно холодильний коефіцієнт буде дорівнювати:

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

Наприклад, при опаленні будинку взимку за температури нижчого джерела (річкова вода) $T_2 = 280$ К і температури робочого тіла в опалювальній системі $T_1 = 360$ К $\varepsilon = 360/(360 - 280) = 4,5$. Отже, тепловий насос передає в опалювальну систему кількість теплоти в 4,5 рази більше, ніж кількість роботи, що витрачається в компресорі. Таким чином, при зазначених значеннях T_1 і T_2 тепловий насос теоретично міг би передати споживачеві кількість теплоти в 4,5 рази більше, ніж при звичайному електрообігріванні за тієї саме витраченої електроенергії.

6.7.4 Ексергетичний аналіз термодинамічних систем

Відомо, що більшість існуючих хімічних технологій є енергоємними. Для проведення технологічних процесів здебільшого використовуються високопотенціальні джерела енергії (мають високу

температуру), оскільки відомо, що зі збільшенням температури збільшується рушійна сила теплопередачі і відповідно знижується розмір теплообмінного обладнання. Проте, згідно з другим законом термодинаміки, під час їхнього використання обов'язково будуть залишатися «теплові відходи» у вигляді відносно низькопотенційних теплових потоків.

У зв'язку зі значним і регулярним зростанням цін на енергоносії особливо важливо вдосконалювати енерготехнологічні схеми існуючих технологій у бік збільшення ступеня використання вторинних енергоресурсів (існуючих «теплових відходів»).

Таким чином, незважаючи на відмінність технологічних схем і асортимент продуктів, що виробляються, вдосконалення існуючих технологічних схем полягає в наближенні параметрів їхніх вихідних потоків до параметрів навколишнього середовища як за температурою, так і за складом.

Ексергетичний метод термодинамічного аналізу є порівняно новим розділом термодинаміки; він базується на застосуванні поняття ексергії для дослідження технічних процесів і спирається на використання термодинамічних потенціалів для аналізу процесів перетворення енергії в різних системах. Належно обрані термодинамічні потенціали мають надзвичайно важливу властивість – давати значення роботи (як механічної, так і будь-якого іншого виду, наприклад електричної) у тих чи інших умовах. Застосовуючи цю фундаментальну властивість потенціалів, можна оцінити працездатність потоків речовини і енергії у будь-якій точці цієї системи, незалежно від її виду, структури і складності. Цей метод застосовується у всіх областях теплоенергетики та теплотехніки.

Другий закон термодинаміки дозволяє виділити 2 форми енергії: анергію й ексергію.

Анергія – енергія, яка ніколи не може бути перетворена в ексергію: $Q = E + A$.

Ексергія – властивість термодинамічної системи, що характеризується кількістю роботи, яка може бути отримана зовнішнім приймачем енергії за оборотної їхньої взаємодії з навколишнім середовищем до встановлення повної рівноваги. Ексергія – це робота ззовні. На відміну від енергії, ексергія є результатом не тільки параметрів системи, але і параметрів навколишнього середовища (табл. 6.6). Навколишнє середовище приймається за точку відліку: $T = 298 \text{ K}$, $P = 101,325 \text{ кПа}$.

Таблиця 6.6 – Особливості енергії і ексергії

Енергія	Ексергія
– залежить від властивостей речовини потоку, системи, але не залежить від параметрів навколишнього середовища;	– залежить від параметрів навколишнього середовища;
– може дорівнювати нулю;	– завжди має значення, відмінне від нуля;
– підкоряється закону збереження енергії і не може знищитися;	– ексергія зберігається тільки в оборотних процесах, у реальних процесах може бути знищена повністю;
– обмежена перетворенням в інші види енергії	– перетворюваність не обмежена

Ексергія може визначатися для різних систем. За видами ексергії поділяється:

1. Ексергія речовини в замкнутому просторі E_v . Ексергія визначається як максимальна фізична робота, що проводиться при одноразовому переході системи з початкового стану в кінцевий

$$E_v = \Delta U + p\Delta V - T_0 S.$$

2. Термічна ексергія E_T з'являється під час нагрівання або охолодження

$$E_T = \Delta H \left(1 - \frac{T_0}{T}\right).$$

3. Ексергія тиску E_p – тиск ТДС перевищує тиск навколишнього середовища

$$E_p = RT_0 \ln \frac{p}{p_0}.$$

4. Фізична ексергія E_ϕ – розбіжність температури і тиску певної речовини з температурою і тиском навколишнього середовища

$$E_\phi = m[(h - h_0) - T_0(S - S_0)]. \quad (6.34)$$

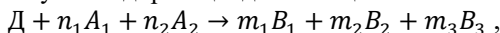
5. Ексергія тепла E_q з'являється під час кругового процесу, залежить тільки від температури T_0

$$E_q = q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right). \quad (6.35)$$

6. Хімічна ексергія E_x – максимальна робота, отримана в зворотному процесі встановлення хімічного рівноваги певної речовини з компонентами навколишнього середовища. Під час розрахунку хімічної ексергії речовин використовують термодинамічні параметри, а в основі розрахунку – методику Я. Шаргуга. Сутність методики полягає в розрахунку максимальної роботи ізобарно-ізотермічної хімічної реакції – реакції девальвації, у якій 1 моль певної речовини перетворюється в речовини, широко поширені в природі (речовини

відліку). Ексергія речовин відліку має мінімальну, або залишкову ексергією.

У загальному вигляді реакція девальвації може мати вигляд:



де D – речовина, у якої потрібно визначити хімічну ексергію; A – додаткові речовини; B – результуючі речовини.

Стандартна хімічна ексергія e_x^0 може бути записана:

$$e_x^0 = -\Delta G + \sum m_i E_{\text{зал.}B_i} - \sum n_i E_{\text{зал.}A_i},$$

де ΔG^0 – зміна енергії Гіббса в реакції девальвації в стандартних умовах:

$$\Delta G^0 = \Delta H^0 - T_0 \Delta S^0,$$

де $E_{\text{зал.}B_i}$ та $E_{\text{зал.}A_i}$ – стандартні молярні залишкові ексергії результуючих і додаткових речовин відліку, визначаються за формулою:

$$E_{\text{зал.}} = RT_0 \ln \frac{P_0}{P_i},$$

де P_0 – тиск навколишнього середовища; P_i – парціальний тиск речовини в навколишньому середовищі; m та n – кількість молей результуючих і додаткових речовин відліку.

На частку залишкових ексергією доводиться не більше 3 %, у зв'язку з чим в окремих випадках вважається можливим її не враховувати.

Для повної оцінки ефективності теплоенергетичних, холодильних машин і інших термотрансформаторів доводиться вдаватися до розгляду ряду техніко-економічних і енергетичних показників, але серед них завжди одним з найважливіших залишається *ексергетичний ККД*, за допомогою якого можна зіставити дійсну витрату первинної перетворюваної енергії з мінімально необхідною для отримання заданого ефекту. На основі цього можна визначити резерви подальшого вдосконалення тієї чи іншої енергогенерувальної установки.

Методи термодинамічного аналізу, засновані на використанні обох початків термодинаміки, дозволяють оцінити максимально можливі енергетичні показники будь-яких установок, відповідні випадку оборотного протікання всіх процесів. Ці методи дозволяють також визначити ексергетичний ККД окремих процесів та всього циклу, а у деяких випадках і вказати шляхи вдосконалення установки, тобто дати практичні рекомендації конструктору.

Сучасні методи термодинамічного аналізу обґрунтовані в роботах Клаузіуса, Гіббса, Гюна і Стодоли. Один із часних методів, який називають іноді ентропійним, вперше був застосований Кеезомом для аналізу втрати від незворотності установки для скраплення азоту; у подальшому він отримав розвиток і був використаний також і для аналізу втрат у прямих циклах. Метод, який отримав в останні роки назву

ексергетичного, бере початок у працях Гіббса і Гюна, а в сучасній формі розвинений в роботах Дюгема, Кінана, Грассмана, Л. І. Андрюшенко і В. М. Бродяньського. Цей метод більше поширений, ніж ентропійний, що обумовлено його більшою спільністю, зокрема можливістю застосування для аналізу розімкнених процесів.

Загалом будь-який елемент термотрансформатора обмінюється з іншими тілами теплом, механічною енергією та потоками речовини. Ексергія (максимальна працездатність, переворювана енергія) тепла визначається згідно з рівнянням (6.35) і має вигляд:

$$E_Q = Q \frac{T - T_0}{T},$$

де Q – кількість тепла; T – температура тіла, у якого це тепло відводиться (підводиться); T_0 – температура навколишнього середовища. Питома ексергія потоку речовини згідно з рівнянням (6.35) виглядає:

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0),$$

де h, s – відповідно ентальпія і ентропія речовини в певному стані; h_0, s_0 – відповідно ентальпія і ентропії речовини в стані термодинамічної рівноваги з навколишнім середовищем. Якщо кількість речовини, яка бере участь у процесі, дорівнює G , тоді його повна ексергія E_G дорівнює G_e . За визначенням e дорівнює роботі, яка може бути отримана в потоці під час оборотного переходу 1 кг речовини з певного стану в стан термодинамічної рівноваги з навколишнім середовищем. Варто підкреслити, що при визначенні ексергії розглядається система, що складається з робочого тіла та середовища, з якою єдиний можливий тепловий контакт [32, 33].

Ексергія механічної енергії E_L дорівнює, очевидно, самій механічній енергії. Якщо через E_Q, E_G, E_L позначити введено до системи ексергію, а через E'_Q, E'_G, E'_L – ексергію, отриману в результаті здійснення системою процесу, то на основі другого закону термодинаміки можна стверджувати:

$$E_Q + E_G + E_L \geq E'_Q + E'_G + E'_L. \quad (6.36)$$

У співвідношенні (6.36) знак рівності відповідає оборотним процесам у системі, знак нерівності – необоротним. За допомогою співвідношення (6.36) визначаються максимально можливі показники установок при оборотних процесах у них.

Необхідно визначити, що ексергія, яка відводиться, завжди менше тієї, що підводиться. Ця втрата ексергії обумовлена зовнішньою і внутрішньою необоротністю дійсних термодинамічних процесів. У найзагальнішому випадку значення втрати $\Pi = \Sigma E - \Sigma E'$ може бути визначено як:

$$\Pi_i = T_0 \cdot \Delta s_i, \quad (6.37)$$

де Δs_i – сумарна зміна ентропії всіх тіл, які брали участь у процесі.

Рівняння (6.37) лежить в основі ентропійного методу. Відповідно до цього методу для кожного вузла установки розраховується коефіцієнт термодинамічних втрат:

$$\Omega_i = \frac{\Pi_i}{E_n}, \quad (6.38)$$

а для всієї установки – ступінь термодинамічної досконалості (ексергетичний ККД):

$$\eta = \frac{E_n - \sum \Pi_i}{E_n} = 1 - \sum \Omega_i. \quad (6.39)$$

У співвідношеннях (6.38) і (6.39) E_n позначає ексергію, що підводиться до установки.

За використання ентропійного методу часто припускають, що передусім повинні удосконалюватися ті вузли установки, у яких Ω_i має найбільше значення. Однак через взаємний вплив незворотні в різних вузлах установок найбільші значення Ω_i часто взагалі не відповідають її недосконалим вузлам.

У ексергетичному методі аналізу певну частину установки відокремлюють (рис. 6.36) від інших умовними граничними перерізами n та k і визначають потоки ексергетії E_{1k} і E_{1n} через ці перетини. Потім розраховують ексергетичний ККД певного елемента:

$$\eta_i = E_{1k}/E_{1n}, \quad (6.40)$$

втрати ексергії в ньому:

$$\Pi_i = E_{1n} - E_{1k} = (1 - \eta)E_{1n}, \quad (6.41)$$

а ексергетичний ККД певної частини установки:

$$\eta = E_k/E_n. \quad (6.42)$$



Рисунок 6.36 – Потік ексергії в елементі установки:

E_Q – ексергія тепла; E_G – ексергія потоку маси;

E_L – ексергія механічної енергії

Рівняння (6.37) і (6.41) тотожні. У той же час ексергетичний метод, як уже вказувалося, набув більшого поширення, ніж ентропійний, передусім завдяки більш широким можливостям аналізу різноманітних

установок, зокрема і працюючих за розімкненими схемами і з хімічними перетвореннями робочих тіл.

Таким чином, ексергетичний аналіз застосовується для вирішення двох основних задач. Перша – встановлення максимальних термодинамічних можливостей і обчислення безповоротних втрат ексергії в результаті незворотності процесів і циклів, друга обґрунтування рекомендації щодо їхнього вдосконалення.

Під час розв'язання задач першої категорії ексергетичний аналіз бездоганно справляється з визначенням загального ступеня досконалості і дає можливість чисельного визначення втрат ексергії в окремих вузлах установки. У низці випадків вдається за допомогою ексергетичного аналізу відшукати умови, відповідні мінімуму втрат ексергії в окремих частинах установки, а в деяких випадках і в усій установці.

Рекомендації щодо вдосконалення установок пов'язані з зазначенням тих елементів, де втрати мають найбільше питома значення. Однак такі рекомендації можуть бути неправильними через неврахування взаємозв'язку втрат в окремих процесах і їхнього впливу на загальну досконалість установки. Зокрема, термодинамічний аналіз холодильної установки не в змозі сам по собі вказати на існуючу залежність втрат у конденсаторі від роботи компресора, навіть ідеального в ексергетичному сенсі (з ізоентропійним стисненням агента).

Не завжди помічають і той факт, що ексергетична діаграма втрат носить умовний характер, якщо втрати відносити до того елемента, для якого їх вираховували, а не до суміжного, де вони зародилися самим ходом здійснення циклу. Якщо використовується поняття про ексергетичної ККД процесів η_i , тоді необхідно знати вплив цієї величини на загальний коефіцієнт перетворення циклу, тобто значення $\partial\eta/\partial\eta_i$ з урахуванням функціонального зв'язку $\eta = f(\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n)$. Вид цієї функції найчастіше невідомий, і тоді повинні бути застосовані методи табулюванні. Щоб уникнути серйозних помилок в рекомендаціях при використанні термодинамічних методів аналізу, необхідно одночасно розглядати відповідний зразковий цикл, оскільки не тільки незворотність окремого процесу, а й будь-які відхилення від зразка призводять до зниження ексергетичного ККД.

Необхідно відзначити наступний парадоксальний факт. Якщо всі ланки циклу задовольняють умовам оборотності (зовнішньої і внутрішньої), то коефіцієнт перетворення всього циклу максимальний, тобто цикл зворотний. Проте, якщо тільки одна ланка буде незворотною, це може призвести до гірших результатів для всього циклу, ніж незворотність двох ланок. Точніше, незворотність одного з ланок циклу може бути пом'якшена (зменшена) необоротністю іншої

ланки. Можна навести багато прикладів такого методу зменшення незворотності з області як теплових, так і холодильних машин.

Інша концепція, що застосовується іноді при використанні існуючих термодинамічних методів, також зрештою може призвести до неправильних практичних висновків. Вона заснована на уявленні про рівноцінність ексергетичних втрат у результаті дисипації як механічної, так і внутрішньої енергії на тій підставі, що будь-які втрати ексергії визначаються однаково як $II_i = T_0 \cdot \Delta S_i$. Втрати механічної енергії через тертя якісно і кількісно прирівнюються до втрати ексергії тепла. Це припущення викликає серйозні заперечення з двох причин. Перш за все абсолютно очевидно, що собівартість втраченої одиниці роботи не дорівнює собівартості втраченої еквівалентної одиниці тепла. Прирівнювання цих двох видів втрат може бути зроблено тільки на базі чисто термодинамічного підходу, що виключає розгляд економічних, грошових витрат на технічне здійснення машини, здатної виробляти ексергію, що втрачається в окремих процесах циклу.

Зупинимося коротко на одному принциповому питанні про оцінку ефективності розімкненого процесу, що реалізується в термотрансформаторах. Часто як теплові двигуни, так і холодильні машини здійснюють не замкнені цикли, а розімкнені процеси. Поставимо насамперед у загальному вигляді питання про те, чи можна використовувати цю обставину для збільшення ефективності термотрансформатора? Йдеться переважно про принципову можливість підвищення ефективності в тих випадках, коли додаткові витрати робочого агента, найчастіше води або повітря, можна не брати до уваги. Зокрема, у звичайних умовах повітря, що витрачається в двигунах внутрішнього згоряння (а в них завжди реалізують розімкнені процеси), можна не брати до уваги і вважати «безкоштовним», так само, як і повітря, що витрачається в повітряній холодильній машині або тепловому насосі, якщо процеси в них розімкнені.

На поставлене запитання варто відповісти позитивно. Можна організувати розімкнені процеси із залученням «безкоштовної» маси в принципі так, щоб їхній ексергетичний ККД був вище, ніж ККД аналогічних їм замкнених процесів (циклів). І в цьому випадку зазвичай не дивно, що в таких розімкнених процесах можливе перевищення значення навіть теоретичних коефіцієнтів перетворення термотрансформатора, що працює із замкненим процесом. Як наочний, але рідкісний приклад можна навести випадок, коли в необмеженій кількості є потік повітря або газу, підвищеного порівняно з атмосферним тиском.

6.8 Вологе повітря

У циклах ДВЗ та ГТУ робочим тілом є повітря, а властивості його визначаються, переважно, співвідношенням масових частин азоту і кисню. У повітрі, здебільшого, може міститися доволі багато водяної пари, іноді вона навіть конденсується у вигляді дрібних крапель туману. Суміш сухого повітря з водяною парою називають вологим повітрям. Вологість повітря – найважливіший параметр, що визначає комфортність навколишнього середовища: у транспортних системах особливу роль відіграє вологість у салоні або кабіні: її штучно підтримують за допомогою систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря.

При атмосферному тиску і «звичайних» температурах вологе повітря близьке до ідеальної газової суміші; за законом Дальтона, його тиск:

$$P = P_a + P_w,$$

де P_a , P_w – парціальні тиску сухого повітря і водяної пари (від англ. air – повітря, water – вода).

Максимальний парціальний тиск водяної пари за цієї температури вологого повітря дорівнює тиску насичення P_s за цієї температури. Якщо $P_w < P_s$, тоді вологе повітря називають ненасиченим; водяна пара в ненасиченому вологому повітрі знаходиться в перегрітій стані.

Якщо ненасичене повітря охолоджувати, не змінюючи тиск, тоді за певної температури тиск P_w може зрівнятися з «новим» тиском насичення P_s , який відповідає цій температурі. Умова $P_w = P_s$ визначає насичений стан вологого повітря, а температура повітря в момент насичення називається температурою точки роси t_d (від англ. dew – роса). Після подальшого ізобарного охолодження тиск P_w перевищить P_s , почнеться конденсація пари. Цей процес нестійкий: у міру віддалення водяної пари у вигляді конденсату тиск P_w у вологому повітрі знижується, а за $P_w = P_s$ повітря повертається до стану насичення.

Абсолютною вологістю повітря називається кількість водяної пари (кг), що міститься в 1 м^3 вологого повітря. За законами газових сумішей об'єм пари v_w дорівнює всьому об'єму суміші, тому абсолютна вологість D чисельно дорівнює щільності водяної пари при парціальному тиску P_w і температурі вологого повітря:

$$D = \frac{m_w}{v_w} = \frac{m_w}{v} = \rho_w.$$

Відносною вологістю повітря ϕ називається відношення реально існуючої абсолютної його вологості D до максимально можливої абсолютної вологості D_{\max} за тієї саме температури. Зрозуміло, що $D_{\max} = \rho_s$, оскільки найбільша кількість пари може міститися в стані

насичення, коли температура t_d рівноважна парціальному тиску насичення P_s . Тому $\varphi = \frac{D}{\rho_s} = \frac{\rho_w}{\rho_s}$.

Якщо і далі вважати, що аж до точки насичення водяна пара зберігає властивості ідеального газу, тоді:

$$\rho_w = \frac{P_w}{R_w T}; \rho_s = \frac{P_s}{R_w T},$$

де R_w – газова постійна водяної пари, тому рівняння можна представити у вигляді:

$$\varphi = \frac{\rho_w}{\rho_s},$$

тобто відносна вологість визначається відношенням парціального тиску водяної пари до тиску насичення за певної температури. Оскільки $P_w \leq P_s$, у всіх випадках про $\varphi \leq 1$ (іноді відносну вологість φ виражається у відсотках). Значення $\varphi = 0$ відповідає сухому повітрю, а $\varphi = 1$ – повітрю в стані насичення.

Відношення маси пари m_w до маси сухого повітря m_a називають вологовмістом:

$$d = \frac{m_w}{m_s} = \frac{\rho_w}{\rho_a}, \quad (6.43)$$

цю величину задають у кг/кг або г/кг (останнє зручніше).

Щільності ρ_w та ρ_a визначають з рівняння Клапейрона-Менделєєва, а рівняння (6.43) набирає вигляду:

$$d = \frac{\mu_a P_w}{\mu_w P_a} = \frac{28,96 \cdot P_w}{18,016 \cdot (P_a - P_w)} = 0,622 \frac{P_w}{P_a - P_w}, \quad (6.44)$$

де $\mu_a = 28,96$ кг/кмоль – молярна маса сухого повітря; $\mu_w = 18,016$ кг/кмоль – молярна маса водяної пари.

Зі збільшенням парціального тиску P_w вологовміст збільшується. Якщо у формулі (6.44) замінити P_w на P_s , тоді отримаємо максимальний вологовміст:

$$d_s = 0,622 \frac{P_s}{P - P_s}, \quad (6.45)$$

звідси випливає, що за $P = P_s$, (у точці кипіння) вологовміст $d_s \rightarrow \infty$.

Відносна вологість φ та вологовміст d визначаються за допомогою психрометра. Прилад складається з двох однакових термометрів: «сухого» і «мокрого». Кулька «мокрого» термометра обгорнута вологою тканиною, шляхом випаровування вологи відводиться теплота, і показання «мокрого» термометра t_{wt} , завжди нижче, ніж «сухого» t_{dt} (від англ. wet thermometer, dry thermometer – мокрий термометр, сухий термометр). Різниця $\Delta t = t_{dt} - t_{wt}$ однозначно визначає φ і d : функції $\varphi(\Delta t)$ і $d(\Delta t)$ представлені у вигляді таблиць та діаграм.

Ізобарна теплоємність вологого повітря розраховується як сума теплоємностей 1 кг сухого повітря і d кг водяної пари:

$$c_p = c_{pa} + c_{pw} d = 1,0 + 1,96d,$$

де $c_{pa} = 1,0 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – питома ізобарна теплоємність сухого повітря;
 $c_{pw} = 1,96 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – питома ізобарна теплоємність водяної пари.

Ентальпія розраховується аналогічно:

$$h = h_a + h_w d = c_{pat} + h_w d, \quad (6.46)$$

де h_a – ентальпія сухого повітря; h_w – ентальпія перегрітої пари.

Величину h_w розраховують по діаграмах і таблицях водяної пари:

$$h_w = r + c_{pw}t = 2500 + 1,96t,$$

де $r = 2500 \text{ кДж}/\text{кг}$ – теплота пароутворення води при 0°C .

Рівняння (6.46) набуває вигляду:

$$h = 1,0t + (2500 + 1,96t)d \cong t + (2500 + 1,96t)d. \quad (6.47)$$

H-d діаграма вологого повітря

H-d діаграма широко застосовується для визначення параметрів вологого повітря і розрахунку процесів тепломасообміну, що протікають у системах кондиціонування повітря, вентиляції, опалення та сушильних установок.

Рівняння (6.47) однозначно пов'язує параметри h , t і d . У 1918 р. Л.К. Рамзін вперше зобразив зв'язок у вигляді h-d діаграми (діаграми Рамзіна) (рис. 6.37). Особливість її побудови: вісь h вертикальна, а вісь d нахилена до неї на 135° – так «зручніше» розташовувати всі лінії. Діаграма побудована для тиску $P = 745 \text{ мм рт. ст.} = 0,0991 \text{ МПа}$, типового для кліматичних умов Азії; для розрахунку систем кондиціонування в тропіках користуються h-d діаграмами, що розраховані для більшого тиску P .

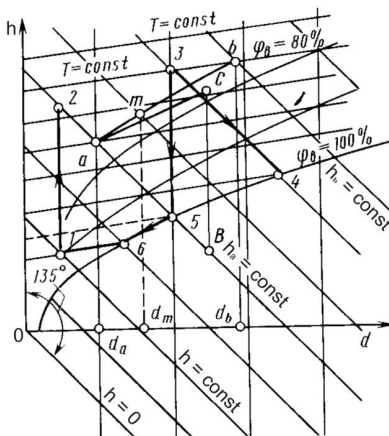


Рисунок 6.37 – H-d діаграма вологого повітря

Крім ліній $h(d)$, на діаграму нанесені ізотерми $t = const$, лінії $\varphi = const$ та лінія парціального тиску водяної пари $P_w \leq P_s$.

Вище лінії $\varphi = 100\%$ повітря знаходиться в ненасиченому стані, нижче – у пересиченому (коли волога конденсується). Будь-яка точка на h-d діаграмі характеризує стан вологого повітря, а лінія – термодинамічний процес із вологим повітрям.

На деяких діаграмах наноситься температура мокрого термометра і тепловологісне відношення:

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} = \frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_1},$$

виражає кількість питомої теплоти, отриманої або відданої повітрям, до зміни кількості вологи, наприклад, у процесі сушіння будівельних матеріалів.

За допомогою h-d діаграми можна:

– за двома відомими параметрами (φ і t або φ і P_w) визначити значення h та d , а за значенням d – величину P_w ;

– для повітря довільного стану визначити точку роси (потрібно з точки, що характеризує параметри повітря, опустити перпендикуляр на криву $\varphi = 100\%$, температура, що відповідає точці перетину, дає точку роси t_d);

– розраховувати процеси в кондиціонерах, сушильних камерах та інших пристроях, де робочим тілом є вологе повітря.

Будь-який стан на діаграмі відповідає точці роси t_p за $\varphi = 1$. Очевидно, що вести процес сушіння нижче t_p не можна, бо після подальшого охолодження пара буде конденсуватися і вода буде повертатися до матеріалу.

Розглянемо зміни вологовмісту повітря при різних процесах:

– підігрівання і охолодження вологого повітря, що знаходиться в калорифері, відбувається за постійного вологовмісту – відповідно вертикалі 1-2 і 3-5. Під час охолодження в точці 5 раніше перегріта пара стає сухою; після подальшого охолодження частина пари конденсується, і вологовміст повітря зменшується. Процес 5-6 відбувається по кривій $\varphi = 100\%$. Кількість вологи, що сконденсувалося дорівнює: $d_5 - d_6$;

– процес випаровування 3-4 визначається за умови $h = const$. З випаровуванням вологи зустрічаються під час сушіння матеріалів перегрітим повітрям. Випаровування вологи відбувається завдяки теплоті повітря. Вміст вологи повітря збільшується, а температура знижується. Ентальпія залишається постійною, тому що теплота, витрачена на випаровування вологи, повертається назад у вологе повітря з випарною вологою;

– у результаті змішування двох потоків вологого повітря з параметрами, що характеризуються точками a і b , отримуємо потік вологого повітря з параметрами, що характеризуються точкою m . Для цього точки a і b з'єднуються прямою ab , і за допомогою масових часток потоків, що змішуються, тобто точка m ділить пряму змішування щодо $g_a:g_b$. Координати (вологовміст і ентальпія) точки m визначаються за формулами:

$$d = \frac{m_a d_a + m_b d_b}{m_m}, \quad i_m = \frac{m_a i_a + m_b i_b}{m_m},$$

де m_a, m_b – маси потоків; m_m – маса потоку після змішування.

Температура точки роси вимірюється гігрометром, а відносна вологість – психрометром, що складається з двох однакових термометрів – сухого і мокрого. Кулька з ртуттю вологого термометра обгорнута вологою тканиною і безперервно обдувається повітрям. Тепло- і масообмін обумовлений різницями температур і парціальних тисків пари біля поверхні води і в повітрі, забезпечує досягнення сталої температури рідини, званої **температурою мокрого термометра**. Під час випаровування вологи з поверхні кульки вона охолоджується, тому температура, виміряна мокрим термометром нижче, ніж виміряна сухим. За свідченнями психрометра по $h-d$ діаграмі можна визначити відносну вологість і вологовміст (за перетином ізотерм сухого і мокрого термометрів).

Контрольні запитання

1. Процес пароутворення. Випаровування, кипіння, конденсація.
2. Властивості водяної пари. Рівняння та ізотерми Ван-дер-Ваальса.
3. Зображення процесу пароутворення в робочій (P-V) і тепловій (T-S) діаграмах.
4. Ступінь сухості і вологості. Суха і волога насичена пара. Перегріта пара.
5. Термодинамічні цикли. Ідеальний цикл Карно. Тепловий і холодильний ККД циклу Карно.
6. Цикли паросилових установок. Термодинамічний цикл Ренкіна.
7. Вимоги, що висуваються до робочих тіл у разі використання їх у паротурбінних циклах.
8. Вплив параметрів пари на ККД циклу.
9. Комбіноване виробництво теплової та електричної енергії.
10. Регенеративний підігрів живильної води.
11. Цикл ГТУ з ізобарним підведенням теплоти.
12. Цикл ГТУ з підведенням теплоти за $P = const$ і регенерацією.
13. Цикл ГТУ з ізохорним підведенням теплоти.
14. Що називається холодильними машинами?
15. Як здійснюється зворотний цикл Карно?
16. Яка величина прийнята для характеристики термодинамічної ефективності роботи холодильної машини.

17. За якою формулою розраховується холодильний коефіцієнт зворотного циклу Карно?
18. Як виглядає принципова схема і цикл повітряної холодильної установки?
19. Як виглядає принципова схема і цикли ідеальної та реальної парових компресорних холодильних установок?
20. Що таке тепловий насос?
21. Що таке термотрансформатор?
22. У який спосіб абсорбційну холодильну установку можна використовувати як термотрансформатора?
23. У яких випадках тепловий насос доцільно використовувати для опалення будівель?
24. Поняття ексергії та анергії.
25. Ексергетичний ККД термодинамічних систем.
26. Абсолютна та відносна вологість.
27. H-d діаграма вологого повітря.

7 ОСНОВИ ТЕХНІЧНОЇ МЕХАНІКИ РІДИНИ ТА ГАЗІВ

7.1 Режими руху робочого тіла

Рух рідини може мати ламінарний або турбулентний характер. У першому випадку частки рідини у формі окремих струменів, які не змішуються, дотримуються обрисів каналу або стінки і профіль швидкостей на достатньому віддаленні від початку труби має вигляд правильної параболи. Подібний розподіл сталих швидкостей обумовлюється наявністю сил внутрішнього тертя (в'язкості) між частками рідини. Разом із тим максимальна швидкість руху часток рідини, яка переміщується по осі труби, у два рази більше середньої швидкості їхнього руху, отриманої в результаті поділу секундного обсягу рідини на площу поперечного перерізу труби (рис. 7.1, а).

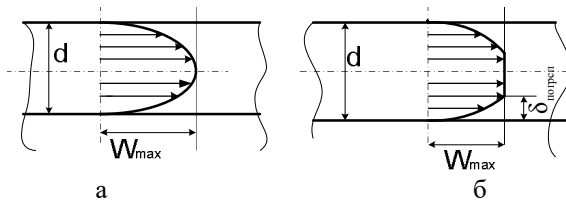


Рисунок 7.1 – Розподіл швидкостей за розрізом труби: а – ламінарний режим руху середовища; б – турбулентний режим руху середовища

Турбулентний режим руху характеризується мінливістю швидкості руху часток рідини в розглянутій точці простору. Через безперервне перемішування рідини в ній не можна виділити окремі струмені, і такий рух тільки умовно можна назвати стаціонарним, вважаючи для кожної частки рідини характерними не миттєві, а усереднені за деякий проміжок часу значення швидкості. У цьому разі профіль швидкостей за перерізом труби буде мати вигляд усіченої параболи і максимальна швидкість спостерігатиметься в рухомих по осі труби часток рідини і буде всього в 1,2-1,3 рази більше середньої швидкості. Характерно, що не всі частки рідини при турбулентному режимі мають невпорядкований рух [34].

Поблизу стінок, що обмежують потоки, внаслідок в'язкості рідини пульсації швидкості зменшуються і біля самої стінки зберігається тонкий прикордонний шар, який рухається ламінарно. У межах цього

шару, що має товщину не більше декількох тисячних часток діаметра труби, швидкість руху часток рідини різко змінюється від нуля на самій стінці до 0,4-0,7 середньої швидкості на умовній межі з турбулентним ядром потоку (рис. 7.1, б).

Строго кажучи, турбулентні пульсації проникають і в ламінарний підшар і загасають у ньому внаслідок дії сил в'язкості. Тому термін «ламіна́рний підшар» краще замінити терміном «в'язкий підшар».

Англійський фізик Рейнольдс установив, що під час русху рідини в трубах перехід із ламінарного режиму в турбулентний обумовлений значенням безрозмірного комплексу $w d \rho / \mu$, у який входять середня швидкість w , діаметр труби d (для каналів некруглого перерізу береться гідравлічний або еквівалентний діаметр $d_E = 4 \cdot S / U$, де S – площа поперечного перерізу каналу; U – змочений периметр цього перетину), густина ρ і динамічна в'язкість рідини μ .

Цей комплекс називають числом Рейнольдса і позначають символом Re . За $Re \leq 2300$ рух рідини в трубах має ламінарний характер, а за $Re \geq 10\,000$ – турбулентний. Отже, критична швидкість, що дозволяє визначити перехід будь-якої рідини з ламінарного режиму в турбулентний для труби будь-якого діаметра, може бути знайдена зі співвідношення $w_{кр} = 2\,300 \mu / d \rho$. У діапазоні $2\,300 < Re < 10^4$ має місце перехідний режим течії.

У більшості випадків, що зустрічаються в теплотехніці, $Re \gg 10\,000$ і рух є турбулентним. В особливих умовах (за відсутності шорсткостей на стінках, безвихровому вході рідини в трубу і т.п.) можна зберегти ламінарний рух за чисел Re до $10\,000$, але такий рух нестійкий і при невеликому місцевому збурюванні потоку з ламінарного одразу переходить у турбулентний. Показані на рисунку 7.1 криві, що характеризують закономірність розподілу швидкостей по перерізу труби, справедливі лише для стабілізованого руху. На основі дослідних даних довжина ділянки стабілізації для ламінарного режиму може бути прийнята $0,03 d$, а для турбулентного режиму – близько $40 d$.

Режим руху рідини визначає механізм переносу теплоти в процесі тепловіддачі. За ламінарного руху перенесення теплоти від рідини до стінки (або навпаки) здійснюється переважно шляхом теплопровідності. За турбулентного руху такий спосіб передачі теплоти спостерігається тільки в ламінарному прикордонному шарі, а усередині турбулентного ядра теплота переноситься шляхом конвекції. Водночас на інтенсивність тепловіддачі здебільшого впливає термічний опір прикордонного шару.

У міру руху потоку вздовж поверхні стінки товщина прикордонного шару поступово зростає і гальмуючий вплив стінки

поширюється на все більш віддалені шари рідини. На невеликих відстанях від передньої кромки стінки приграничний шар ще тонкий і течія рідини в ньому має струминний ламінарний характер. Далі на деякій відстані $x_{кр}$ у приграничному шарі починають виникати вихори і характер течії стає турбулентним. Товщина прикордонного шару $\delta_{ПРИК.Ш}$ залежить від відстані x від передньої кромки стінки, швидкості руху потоку і кінематичної в'язкості $\nu = \mu/\rho$.

Перехід до турбулентного режиму течії рідини в прикордонному шарі обумовлений критичним значенням числа $Re_{кр}$, основний вплив на яке при поздовжньому обтіканні пластини здійснюють ступінь початкової турбулентності набігаючого потоку рідини, шорсткість поверхні та інтенсивність теплообміну поверхні з рідиною. Поряд із процесом формування гідродинамічного прикордонного шару відбувається аналогічний процес формування теплового прикордонного шару, у межах якого температура змінюється від $T_{СТ}$ до $T_{СЕР}$.

На процес тепловіддачі безпосередньо впливають такі фізичні параметри рідин: теплопровідність λ , питома теплоємність c , щільність ρ , а також в'язкість. Відомо, що всі рідини мають в'язкість, тобто між окремими частками або шарами, що переміщуються з різними швидкостями, завжди виникає сила внутрішнього тертя, яка протидіє руху. За законом Ньютона ця сила F , віднесена до одиниці поверхні, пропорційна градієнту швидкості dw/dn , тобто $F = \frac{\mu dw}{dn}$.

Коефіцієнт пропорційності μ в цьому рівнянні називається коефіцієнтом внутрішнього тертя або динамічною в'язкістю. За $dw/dn = 1$ та $\mu = F$, тобто динамічна в'язкість чисельно рівна силі тертя, яка припадає на одиницю поверхні дотику двох шарів рідини, що ковзають один по одному, за умови, що на одиницю довжини нормалі до поверхні ковзання швидкість руху змінюється на одиницю. Відношення $\mu/\rho = \nu$ називається кінематичною в'язкістю. Якщо в комплексі $\frac{wd\mu}{\rho}$ замінити відношення $\mu/\rho = 1/\nu$, то число Рейнольдса набуде вигляду $Re = \frac{wd}{\nu}$.

Вплив теплопровідності λ , питомої теплоємності c , щільності ρ на процес тепловіддачі можна охарактеризувати температуропровідністю. Поняття температуропровідності тіл пов'язане з протіканням у них нестационарних теплових процесів під час нагрівання або охолодження, становить швидкість останніх і визначається відношенням $\frac{\lambda \cdot \rho}{c} = a$. Отже, температуропровідність характеризує швидкість вирівнювання температури в різних точках тіла. Чим більше величина a , тим швидше всі точки якого-небудь тіла під час його

охолодження або нагрівання досягнуть однакової температури. Одиницею виміру динамічної (абсолютної) в'язкості μ слугує Па·с, а одиницею виміру ν і a – м²/с.

7.2 Гідралічні втрати

Під час руху теплоносія виникають втрати тиску внаслідок тертя між частинками теплоносія і внутрішніми поверхнями конструктивних елементів енергоустановок, а також місцеві опори, пов'язані з локальними впливами на робоче тіло з тих чи інших причин.

У загальному випадку сумарні втрати тиску визначаються виразом

$$\Delta P_c = \Delta P_{\text{л}} + \Delta P_{\text{м}},$$

де $\Delta P_{\text{л}}$ - втрати тиску на подолання сил тертя або лінійні втрати тиску, $\Delta P_{\text{л}} = R l_{\phi}$, кгс/м² (Н/м²). Фактично лінійні втрати тиску прямо пропорційні питомим втратам тиску на тертя R , кгс/м і фактичній довжині ділянки l_{ϕ} , м, на якій втрачається тиск.

Питомі втрати тиску на тертя визначають, виходячи з рівняння Бернуллі, яке встановлює взаємозв'язок між швидкістю і тиском у різних перерізах потоку рідини.

Рівняння Бернуллі для потоку ідеальної рідини має, зокрема, такий вигляд

$$z + \frac{P}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} = \text{const.}$$

Сума всіх додатків рівняння Бернуллі (рівняння енергії) називається повним напором (у цьому разі мають лінійну розмірність, м), який складається з геометричного напору z , п'єзометричного напору (статичного) $P/\rho g$ і швидкісного напору (динамічного) $w^2/2g$.

Реальна рідина завжди в'язка. Під час її руху виникають сили тертя, тому енергія рідини буде зменшуватись у напрямку руху. Якщо взяти в напрямку руху рідини два перерізи трубопроводу, то енергія рідини в тому перерізі, з якого рідина витікає, буде завжди більше, ніж енергія тієї саме рідини в перерізі, куди вона прибуває. Ця різниця енергії дорівнює величині втрат напору на подолання опору H_{1-2} .

У цьому випадку рівняння Бернуллі має наступний вигляд

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} + H_{1-2}.$$

Таким чином, у випадку руху робочого тіла, зокрема, у трубопроводах мереж (теплових, газових та ін.) втрати напору, що складаються з двох складових (лінійних втрат $H_{\text{л}}$ і місцевих $H_{\text{м}}$) дорівнюють $H = H_{\text{л}} + H_{\text{м}}$.

Лінійні втрати $H_{\text{л}}$ обумовлюються силами тертя частинок одна об одну та об стінки трубопроводів. За рівномірного руху рідини в каналі:

$$H_{\text{л}} = \lambda \frac{l}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2g},$$

де λ - безрозмірний коефіцієнт гідравлічного опору, який визначається за таблицями; l - довжина ділянки каналу, м; d_e - еквівалентний діаметр, м; w - швидкість руху рідини, м/с; g - прискорення вільного падіння, м/с².

Еквівалентний діаметр круглих трубопроводів дорівнює їхньому діаметру, а довільної форми визначається за формулою

$$d_e = \frac{4F}{U},$$

де F - площа, а U - периметр перерізу.

Місцеві втрати напору:

$$H_{\text{м}} = \xi \frac{w^2}{2g},$$

де w - середня швидкість рідини в потоці після перешкоди, м/с; ξ - безрозмірний коефіцієнт місцевого опору, що визначається дослідним шляхом залежно від виду місцевого опору (засувки, повороти і т.д.) наводиться в таблицях.

Наведеними вище рівняннями можна користуватися для визначення лінійних та місцевих втрат під час руху рідини та газу в трубопроводах.

В окремих випадках під час гідравлічного розрахунку трубопроводів замість величини ξ користуються еквівалентною довжиною трубопроводу l_e .

Еквівалентною довжиною l_e називається довжина прямолінійної ділянки трубопроводу того самого діаметра, лінійні опори якого дорівнюють конкретному місцевому опору.

Сумарні втрати тиску H_c (ΔP_c) визначаються сумою лінійних опорів $H_{\text{л}}$ ($\Delta P_{\text{л}}$) і місцевих $H_{\text{м}}$ ($\Delta P_{\text{м}}$)

$$\Delta P_c = \Delta P_{\text{л}} + \Delta P_{\text{м}} = Rl_{\text{ф}} + Rl_{\text{ф}} = Rl_{\text{зв}}, \text{ кгс/м}^2 \text{ (Н/м}^2\text{)},$$

де $l_{\text{зв}}$ - зведена довжина трубопроводу, м.

Контрольні запитання

1. Режими руху рідини та газу. Турбулентність. Критерій подоби Рейнольда, еквівалентний діаметр.
2. Реальна рідина. Втрати енергії під час руху робочого тіла. Рівняння енергії Бернуллі.
3. Загальні, лінійні (на тертя) та місцеві втрати тиску: визначення, загальні формули для розрахунку.

8 НИЗЬКОКИПЛЯЧІ РОБОЧІ ТІЛА. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЦИКЛІВ

8.1 Гаряче й холодне джерело

Для протікання термодинамічного процесу, згідно з другим законом термодинаміки, необхідні два джерела – гаряче і холодне джерело.

Залежно від потенціалу джерела теплоти і параметрів конденсації (в більшості випадків довкілля) для забезпечення працездатності циклу обирається робоче тіло.

Як відомо, термодинамічним процесом називають перехід системи з одного рівноважного стану до іншого, і якщо система в результаті вчинення декількох процесів приходить в початковий стан, то вона здійснює замкнений цикл. Круговий цикл називається циклом Карно, який складається з 2-х ізотермічних (протікають при постійній температурі) і 2-х адиабатних процесів (що протікають без теплообміну з навколишнім середовищем). Принципову схему теплосилової установки, у якій здійснюється цикл Карно на вологій парі, наведено на рисунку 8.1. Оборотний цикл Карно в P-V та T-S діаграмах показано на рисунку 8.2.

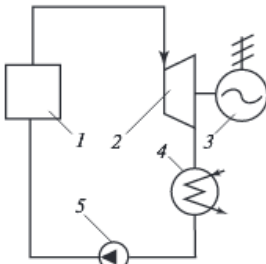


Рисунок 8.1 – Принципова схема теплосилової установки, у якій здійснюється цикл Карно:
1 – парогенерувальна установка;
2 – парова турбіна;
3 – електричний генератор;
4 – конденсатор; 5 – компресор

Основною характеристикою будь-якого циклу є термічний коефіцієнт корисної дії (ККД):

$$\eta_t = \frac{L_{\text{ц}}}{Q_1} \text{ або } \eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}.$$

Для оборотного циклу Карно термічний ККД визначається за формулою:

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

Звідси виходить перша теорема Карно: «Термічний ККД оборотного циклу Карно не залежить від властивостей робочого тіла і визначається тільки температурами джерел» [18].

З порівняння довільного оборотного циклу і циклу Карно випливає II теорема Карно: «Оборотний цикл Карно є найвигіднішим циклом в заданому інтервалі температур» [18]. Отже, термічний ККД циклу Карно завжди більше термічного ККД довільного циклу.

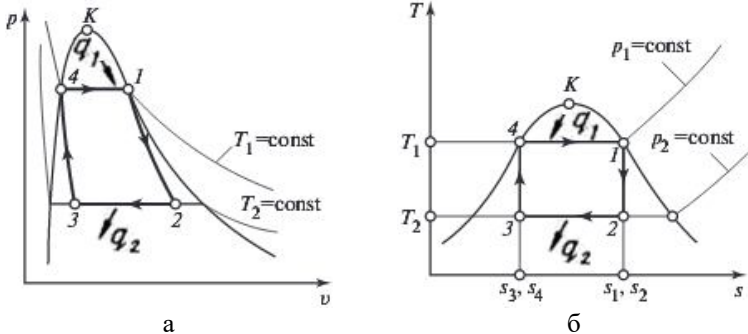


Рисунок 8.2 – Оборотний цикл Карно в P - V (а) і T - S (б) діаграмах:
 1-2 – оборотне адіабатне розширення за $S_1 = const$ (температура зменшується від T_1 до T_2); 2-3 – ізотермічний стиск, відведення теплоти q_2 до холодного джерела від робочого тіла; 3-4 – оборотне адіабатне стиснення за $S_2 = const$ (температура підвищується від T_3 до T_4); 4-1 – ізотермічне розширення, підведення теплоти q_1 від гарячого джерела до робочого тіла

Схема теплосилової установки з циклом Ренкіна аналогічна схемі установки з циклом Карно, відмінною рисою є те, що в циклі Ренкіна, 5 – не компресор вологої пари, а водяний насос (рис. 8.3). Волога пара в конденсаторі повністю конденсується по ізобарі $p_2 = const$ (точка 3 на рис. 8.3). Потім вода стискається насосом від тиску p_2 до тиску p_1 ; цей адіабатний процес показано у T - S діаграмі вертикальним відрізком 3-5.

Що стосується термічного ККД, то цикл Ренкіна (рис. 8.3) видається менш вигідним, ніж оборотний цикл Карно, зображений на рисунку 8.2, оскільки ступінь заповнення циклу (так само, як і середня температура підведення теплоти) для циклу Ренкіна виявляється меншою, ніж для циклу Карно. Однак з урахуванням реальних умов здійснення циклу і значно меншого впливу незворотності процесу стиснення води в порівнянні із стисненням вологої пари на загальний ККД циклу, економічність циклу Ренкіна вище економічності відповідного циклу Карно у вологому парі. Разом із тим заміна громіздкого компресора для стиснення вологої пари компактним

водяним насосом дозволяє істотно знизити витрати на спорудження теплосилової установки і спростити її експлуатацію.

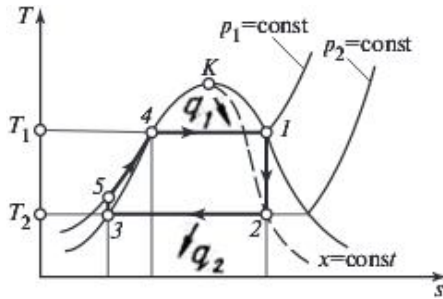


Рисунок 8.3 – Цикл Ренкіна в T - S діаграмі

З метою підвищення ефективності термодинамічного циклу Ренкіна застосовується перегрів пари для нагрівання її до температури, що перевищує температуру насичення за цьому тиску. У цьому випадку середня температура підведення теплоти збільшується в порівнянні з температурою підведення теплоти в циклі без перегріву і, отже, термічний ККД циклу зростає. Однак стосовно для циклів із НРТ необхідний додатковий розгляд доцільності перегріву робочих тіл у зв'язку зі специфікою їхніх термодинамічних діаграм.

8.2 Особливості термодинамічних циклів

Для розуміння паротурбінного циклу необхідно ретельно вивчити окремі процеси, що входять до нього, а також зв'язки, що існують між окремими процесами, і вплив змін у будь-якому процесі циклу на всі інші процеси цього циклу. Це вивчення в значній мірі можна спростити, використовуючи діаграми і схеми з графічним зображенням циклу (рис. 8.4). Побудова процесу кипіння та конденсації робочого тіла за постійного тиску виконують, отримавши прикордонні криві за незмінної температури, що відповідає температурі насичення за постійного тиску. Діаграми P - h , P - V , h - S дозволяють розглядати одночасно різні зміни в стані низькокиплячого робочого тіла (НРТ), що відбуваються в циклі й вплив цих змін на технологічний процес вироблення електроенергії.

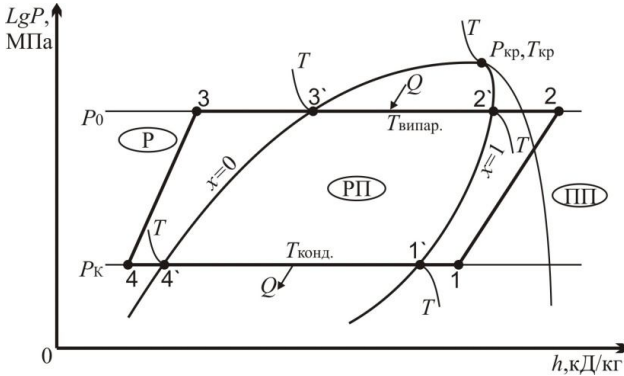


Рисунок 8.4 – Графічне зображення циклу паротурбінної установки на низькокиплячому робочому тілі (4→3→2→1→4):
 $h_1 - h_4$ – відведення тепла в конденсаторі; $h_2 - h_3$ – підведення тепла у випарнику; $h_2 - h_1$ – робота розширення в турбіні; $h_3 - h_4$ – робота стиснення в насосі (вимірюється у кДж/кг)

Найбільш поширеною для низькокиплячих робочих тіл є діаграма $LgP-h$ (тиск – ентальпія) як найбільш зручна для наступних теплових розрахунків.

Стан НРТ, що знаходиться у будь-якому термодинамічному вигляді, може бути показано на діаграмі у вигляді точки, яка визначається двома будь-якими параметрами, відповідними цьому стану ($P-V$, $P-T$). Разом із тим можуть бути використані прості вимірювані параметри: температура T ($^{\circ}C$ або K); тиск p (Па або у похідних одиницях: $1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$, $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па} = 10 \text{ бар}$), а також питомий об'єм V ($\text{м}^3/\text{кг}$) або щільність $\rho = 1/V$, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Крім простих вимірюваних параметрів, використовують також складні *розрахункові параметри*. На діаграмі $LgP-h$ таким параметром є питома ентальпія h , кДж/кг (повна енергія НРТ H , віднесена до одиниці маси).

Параметри P , T , V , h , S у характерних точках циклу беруться безпосередньо з $LgP-h$ діаграми, з таблиць робочого тіла, що розглядається або розраховуються за допомогою термодинамічних рівнянь стану (Редліха – Квонга, Пенга – Робінсона та ін.).

Внутрішню енергію u підраховують для всіх точок циклу за рівністю

$$u = h - PV.$$

У цьому виразі добуток pV являє собою потенційну енергію тиску p , яка використовується на виконання роботи в циклі.

Розрахунковим параметром є ентропія s . У розрахунках і на діаграмах використовують питоме значення ентропії s , кДж/(кг·К).

Так само, як і в разі ентальпії, для розрахунків важливо не значення ентропії «у точці», а її зміна в якомусь процесі, тобто $\Delta S = \Delta q/T_m$, де Δq – теплота, віднесена до одиниці маси холодоагенту, а T_m – середня абсолютна температура протягом процесу теплообміну між холодоагентом і зовнішнім середовищем.

LgP-h діаграма поділяється на три області:

– рідина – зліва від кривої насиченою рідини, де ступінь сухості пари $x = 0$;

– парорідинна суміш – між кривими $x = 0$ (межа початку кипіння) та $x = 1$ (насичена пара);

– перегріта пара – справа від лінії $x = 1$.

Лінію, відповідну $x = 0$ називають лівою, або нижньою, прикордонною кривою, а лінію, відповідну насиченій парі ($x = 1$), називають правою, або верхньою, прикордонною кривою.

Процеси кипіння та конденсації холодоагенту проходять між прикордонними кривими за незмінної (постійної) температури, що відповідає температурі насичення за постійного тиску.

Як видно з рисунка 8.4, крива ступеня сухості $x = 1$ має негативну кривизну (для всіх НРТ, але в різному ступені). У зв'язку з цим процес розширення закінчується в частині перегрітої пари, що позитивно позначається на роботі турбіни, але негативно – на загальній ефективності циклу.

Важливою теплотехнічною характеристикою робочого тіла є зміна тиску робочого тіла у температурному діапазоні реалізації прямого циклу. У наземних теплоенергетичних установках (ТЕУ) тиск насичення робочого тіла бажано мати вище навколишнього середовища (атмосферного) для запобігання підсосу повітря до конденсатора.

З термодинамічного погляду бажано мати робочі тіла з малими негативними значеннями ds''/dT . Процес розширення в турбіні починається поблизу прикордонної кривої, що виключає наявність перегрівника і спрощує схему. Процес адіабатного розширення робочого тіла на турбіні закінчується в паровій області діаграми станів, це вимагає охолодження робочого тіла до лінії насичення. У такому циклі необхідно вводити додатковий елемент (рекуператор) у технологічну схему установки для повернення частини теплоти до циклу. Зниження тиску на виході турбіни до часткової конденсації і поява вологи (0,95 – 0,97) у проточній частині турбіни у кінці процесу розширення не здійснює помітного впливу на її ККД і енергетичну ефективність циклу в цілому.

8.3 Цикли на до- і надкритичних параметрах НРТ

У періодичних виданнях розглядаються переваги і недоліки реалізації замкнених паротурбінних циклів на докритичні й надкритичні параметри. Тому доцільно виконати порівняльний аналіз реалізації паротурбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах за різних початкових параметрів робочого тіла, а також дослідити їхній вплив на показники ефективності роботи установки в цілому.

За великих негативних значень нахилу прикордонної кривої ступеня сухості $x = 1$ для досягнення значень, близьких до одиниці відносного масового паровмісту потоку, наприкінці процесу розширення НРТ у турбіні пара є значно перегрітою. Введення перегріву пари НРТ на вході в турбіну завжди вигідно з термодинамічного погляду, оскільки це сприяє збільшенню термічного ККД циклу. Однак разом із тим погіршуються масогабаритні характеристики парогенератора через введення до його складу додаткового елемента – пароперегрівача. У низці випадків цей фактор переважно впливає на техніко-економічні характеристики ТЕУ і обумовлює їхнє погіршення. За негативних значень нахилу прикордонної кривої ступеня сухості процес розширення в турбіні закінчується в області перегрітої пари. Це створює дуже сприятливі умови для роботи турбіни, оскільки виключає появу конденсату в кінці процесу розширення, пов'язану з цим втрату енергії, і ерозію лопаткових апаратів проточної частини.

Як робочі тіла паротурбінних установок (ПТУ) можуть використовуватися три групи речовин: вода, рідкі метали і велика кількість різноманітних органічних сполук (фреони, толуол, евтектична суміш дифеніл і дифенілоксида та багато інших). Загальні вимоги, що висуваються до робочих тіл, розглянуті вище. Для визначення термодинамічних властивостей обраного робочого тіла при реалізації турбінної установки використовується сформульована і доведена Н. І. Дунаєвським теорема, яка говорить, що при приєднанні до циклу з термічним ККД η_t деякого додаткового циклу з термічним ККД η_i сумарний термічний ККД цих циклів визначається так:

$$\eta_t = \eta_t \frac{1+\chi}{1+\frac{\chi\eta_t}{\eta_i}}, \quad (8.1)$$

де χ – відношення роботи приєданого циклу до роботи первинного; η_t – термічний ККД вихідного циклу; η_i – термічний ККД приєданого циклу.

Для доведення цієї теореми будується діаграма станів у координатах «тиск – ентальпія», на якій робота прямого циклу

кількісно характеризується площею діаграми, обмеженою цим циклом, званою робочою площею циклу. Теплота, що підведена в циклі, характеризується площею діаграми, яка лежить під кривими процесів, що реалізуються з підведенням теплоти зовнішнього джерела. Стосовно до циклу, поданому на рисунку 8.5 основному 1–2–3–4–1 та доданому 4–3–5–6–4, термічні ККД циклів відповідно рівні:

$$\eta_t = \frac{S_{1-2-3-4-1}}{S_{7-1-2-3-8-7}} \quad \text{та} \quad \eta'_t = \frac{S_{4-3-5-6-4}}{S_{8-3-5-9-8}}.$$

Сумарний термічний ККД об'єднаного циклу виражається як відношення площ:

$$\eta_{tc} = \frac{S_{1-2-3-5-6-1}}{S_{7-1-2-3-5-9-7}}.$$

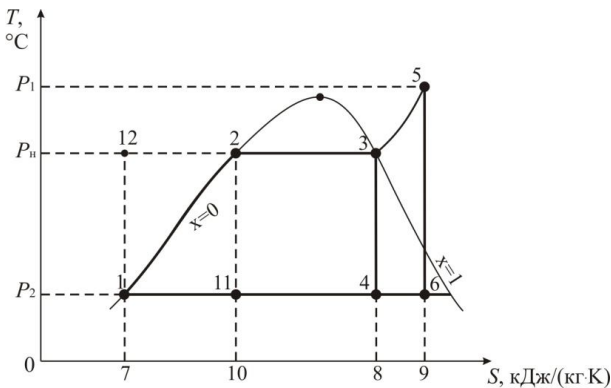


Рисунок 8.5 – Діаграма основного і додаткового циклів ПТУ

З трьох останніх рівнянь з урахуванням того, що $\chi = S_{4-3-5-6-4}/S_{1-2-3-4-1}$ після нескладних алгебраїчних перетворень отримано співвідношення (8.1), яке показує, що зміна термічного ККД об'єднаного циклу залежить від відносної робочої площі приєднаного циклу і відносини термічних ККД основного і приєднаного циклів.

Це положення дозволяє використовувати сформульовані вимоги для визначення термодинамічних властивостей робочого тіла. Для цього робочу площу циклу 1–2–3–5–6–1 необхідно представити у вигляді суми трьох площ 1–2–11–1, 11–2–3–4–11 і 4–3–5–6–4. Перша з них відповідає циклу з підведенням теплоти в процесі нагрівання води від температури конденсації за заданого тиску p_2 до температури насичення при верхньому тиску p_1 циклу 1–2–3–5–6–1; друга – циклу з підведенням теплоти в процесі випаровування рідини 2–3 та третя – у процесі перегріву пари 3–5. Очевидно, що термічні ККД цих циклів зростають від першого до третього, тобто:

$$\frac{S_{4-3-5-6-4}}{S_{8-3-5-9-8}} > \frac{S_{11-2-3-4-11}}{S_{10-2-3-8-10}} > \frac{S_{1-2-11-1}}{S_{7-1-2-10-7}}.$$

За незмінних термічних ККД доданків частин термічний ККД складеного циклу буде тим вище, чим більша частина сумарної робочої площі складеного циклу 1–2–3–5–6–1 припадає на частку доданків циклів з більш високими термічними ККД. Це говорить про те, що у всіх випадках для підвищення термічного ККД циклу бажано мати робоче тіло з низькою теплоємністю рідини і високу теплоємність перегрітої пари. За відсутності або незначному впливі перегріву пари на η_t , характерному для ПТУ з рідкими металами та ОРТ, теплота пароутворення повинна бути якомога більшою. Тому для збільшення ККД η_t необхідно робоче тіло з найбільшими значеннями числа Клаузіуса $Kl = r / (C_{\text{рід}} T)$, віднесеного до температури p_n . Зі зростанням цього числа зменшуються втрати від неадіабатичність процесу 1–2, що характеризуються $S_{12-2-1-12}$ на рисунку 8.5, і збільшується частка теплоти, що підводиться за температури p_n . Залежність η_t від числа Клаузіуса виражається співвідношенням

$$\eta_t = \eta_{\text{кр}} \frac{Kl}{Kl + \eta_{\text{кр}}},$$

де $\eta_{\text{кр}}$ – ККД циклу Карно.

Залежно від співвідношення між критичною температурою НРТ і температурою його термічного розкладання $T_{\text{т.р}}$ в ПТУ теплової схеми можлива реалізація до- і надкритичних циклів Ренкіна. Наразі створені робочі тіла, для яких $T_{\text{кр}}$ перевершує температуру термічного розкладання, тоді в ПТУ із цим робочим тілом реалізуються тільки докритичний цикл Ренкіна. Наприклад, ізобутан (R-600a) термічно стабільний до температури 260 °С, $T_{\text{кр}}$ становить 134,7 °С. Тому в ПТУ з цим НРТ можуть бути реалізовані як до-, так і надкритичні цикли (без перевищення температури термічної стабільності). Порівнюючи між собою ці цикли, відзначимо два обставини: перше – в однакових температурних діапазонах ККД докритичних циклів більше, ніж надкритичних; друге – негативний нахил прикордонної кривої пари на діаграмі станів у $LgP-h$ координатах виключає необхідність перегріву пари на виході з парогенератора паротурбінного циклу з докритичним циклом, що сприяє ще більшій карнотізації циклу і спрощує конструкцію парогенератора, з кількості елементів якого виключається пароперегрівник. Для обох видів циклу Ренкіна позитивний нахил прикордонної кривої пари на $LgP-h$ діаграмі дозволяє здійснити процеси розширення робочого тіла в турбіні як при докритичних, так і надкритичних параметрах робочого тіла (3–4 та 5–6) цілком в області перегрітої пари, створюючи тим самим сприятливі умови для її роботи.

Для перегріву пари (3–5) витрачається значна кількість енергії, але як видно з рисунку 8.5, величина відрізка конденсації робочого тіла (1–6) при збільшеному перегріві (5) порівняно з незначним перегрівом (4–1) більше, що тягне за собою додаткові витрати на конденсацію робочого тіла, водночас збільшення теплоперепаду може принести негативний ефект.

8.4 Регенеративний підігрів робочого тіла

Як показано в науковій літературі, максимальна економічність паротурбінного циклу на водяній парі досягається за нескінченно великої кількості регенеративних підігрівачів. Однак застосування регенерації шляхом відбору частини пари з проточної частини турбіни стосовно паротурбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах малоефективне. Це пов'язано насамперед з тим, що величина теплоперепаду, яка припадає на турбіну з НРТ, значно менше, ніж на водяній парі.

Як зазначено раніше, за негативних значень нахилу прикордонної кривої ступеня сухості процес розширення в турбіні закінчується в області перегрітої пари, що позитивно позначається на роботі проточної частини турбіни. Проте температура гальмування перегрітої пари на виході з турбіни, яка визначається передусім тиском конденсації, виявляється набагато вище нижньої температури циклу, що призводить до необхідності додаткового відведення теплоти і відповідного зниження термічного ККД циклу. Ця властивість НРТ усувається введенням до циклу регенерації, розташованої після виходу робочого тіла з турбіни. Однак це тягне за собою появу в технологічній схемі ПТУ додаткового елемента – регенератора (теплообмінника типу пар-рідина).

Принципова тепла схема на низькокиплячому робочому тілі без регенерації (рис. 8.6, а) охоплює: турбіну (1) з електрогенератором (2), конденсатор (3), циркуляційний насос з охолоджуючого середовища (4), конденсаційний насос (5), теплообмінник-випарник НРТ (6).

Збільшити ефективність роботи контуру можна шляхом використання тепла відпрацьованої в турбіні пари для регенеративного підігріву НРТ на вході у теплообмінник-випарник шляхом увімкнення такого елемента, як рекуператор (7) (рис. 8.6, б), але водночас можуть бути погіршені техніко-економічні показники паротурбінної установки в цілому. $P-h$ діаграми циклів без регенерації

та з регенерацією подані на рисунку 8.7. Як видно з рисунку 8.7, б, при охолодженні робочого тіла частина тепла може бути повернута назад до циклу. Проте водночас знижується кількість теплової енергії, що відбирається від джерела тепла.

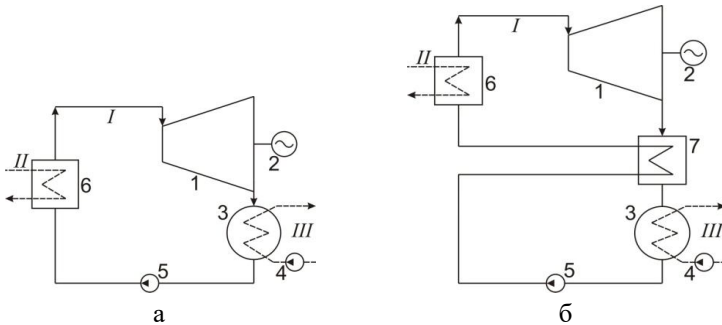


Рисунок 8.6 – Принципова теплова схема на НРТ:
 I – низькокипляче робоче тіло; II – грійоче середовище;
 III – охолоджуюче середовище; а – без регенерації;
 б – з регенерацією

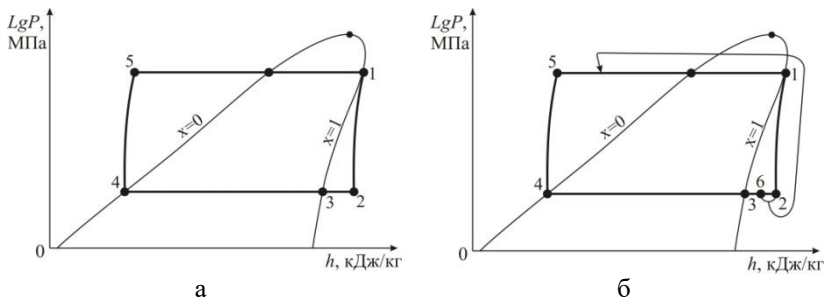


Рисунок 8.7 – P, h - діаграма паротурбінного циклу на НРТ:
 а – без регенерації; б – з регенерацією

Температура в кінці процесу розширення, що визначається тиском конденсації, виявляється значно вище нижньої температури циклу, що призводить до необхідності додаткового відведення теплоти (2-3) і відповідного зниження термічного ККД циклу. У той же час значний перепад між температурою робочого тіла в кінці процесу розширення (1-2) і температурою конденсації (3) дозволяє здійснити регенерацію (2-6), яка частково компенсує зниження енергетичної ефективності циклу, обумовлене специфікою фазової діаграми низькокиплячого робочого тіла.

Регенеративний теплообмін у циклах із НРТ може здійснюватися одно- і багатоступеневим способами. Першому з них відповідає одноступінчасте розширення на турбіні, після якого перегріта пара направляється в регенератор, а потім у конденсатор. Енергетично більш вигідною є багатоступенева регенерація. У цьому випадку перегріта пара, що вийшла з турбінного ступеня високого тиску, охолоджується в регенераторі до стану близького до прикордонної кривої ступеня сухості ($x = 1$), а потім надходить до ступеня низького тиску турбіни, після виходу з якого здійснюється її охолодження у регенераторі. Під час реалізації паротурбінних циклів необхідно проводити оцінку наявності джерел теплоти, що дозволить визначити можливість впровадження теплових схем із регенерацією теплоти.

8.5 Каскадні паротурбінні цикли

Для збільшення коефіцієнта використання теплоти палива, що спалюється, можливі варіанти реалізації ряду замкнених паротурбінних циклів в одній тепловій схемі, так звана каскадна теплова схема (каскадне підключення). Це дозволяє використовувати приховану теплоту конденсації у подальшому контурі для підігріву та випаровування робочого тіла з метою спрацьовування теплоперепад у турбіні з іншою речовиною, але вже з меншим потенціалом [35, 36].

Перетворення теплової енергії палива, що спалюється в ORC-контурі в механічну, і далі в електричну, відбувається з використанням органічного робочого тіла в замкненому контурі (рис. 8.8). Термодинамічний цикл двокаскадної електрогенерувальної установки наведено в T - S діаграмі на рисунку 8.9. Двокаскадна теплова схема містить у собі: турбіну (1) з електрогенератором (2), теплообмінник-конденсатор (3) у якому значна частка теплоти (процес 2–3 на рис. 8.9) передається робочому тілу другого контуру (у якому генерується перегріта пара для другого контуру), конденсатний насос (4), котел (5) для нагріву та випаровування НРТ першого контуру до необхідних параметрів. У теплообміннику (3) робоче тіло першого контуру конденсується, а другого контуру нагрівається і випаровується до параметрів, необхідних на вході в турбіну (6) з електрогенератором (7). Після турбіни, НРТ в перегрітому стані направляється у конденсатор (8), де і конденсується. Конденсатний насос (9) підвищує тиск робочого тіла до необхідних параметрів на вході в турбіну.

Загальна електрична потужність установки складе

$$N_{уст}^e = N_{Iкаск}^e + N_{IIкаск}^e,$$

де $N_{Iкаск}^e$ та $N_{IIкаск}^e$ – електрична потужність 1-го та 2-го каскадів.

Реалізація другого каскаду дозволяє збільшити електричну потужність установки на 40–50 % по відношенню до першого каскаду, що призводить до відповідного зростання економічності всієї установки.

Втрата теплоти від недогріву у теплообміннику (3) обмежується тільки площею $3'-3-11-11'$. Для максимального використання теплоти від робочого тіла першого контуру в теплообміннику (3) підтримується мінімальне значення температурних напорів.

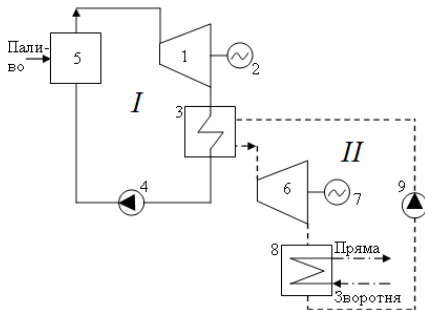


Рисунок 8.8 – Принципова теплова схема двокаскадного паротурбінного циклу на НРТ

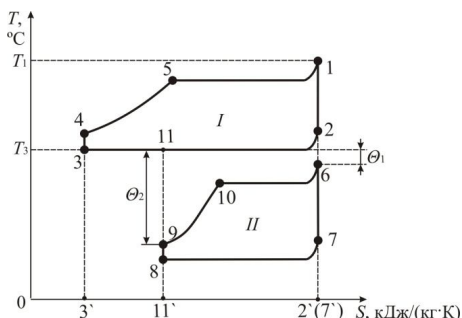


Рисунок 8.9 – $T-S$ діаграма двокаскадного паротурбінного циклу на НРТ

У циклі наявна рівність теплових потоків, еквівалентних площ $11'-9-10-6-7-11'$ та $11'-11-2-2'-11'$, що визначає відносну витрату пари, кг/кг

$$G = \frac{D_{IIкаск}}{D_{Iкаск}} = \frac{h_2 - h_{11}}{h_6 - h_8},$$

де $D_{Iкаск}$ та $D_{IIкаск}$ – абсолютна витрата робочого тіла у 1-му та 2-му каскадах; h – ентальпія робочого тіла у відповідній точці процесу.

Зменшення втрат тепла від недогріву в проміжних теплообмінних апаратах, а також збільшення питомої витрати робочого тіла підвищує економічність двокаскадної теплової схеми.

Електричний ККД бруто електрогенеруючої установки такого типу можна визначити за формулою

$$\eta_{Iуст.}^e = \frac{N_{Iкаск}^e + N_{IIкаск}^e}{Q_{підв}},$$

де $Q_{\text{підв}}$ – кількість підведеного тепла у циклі.

При реалізації багатокаскадної теплової схеми електричний ККД брутто буде дорівнювати

$$\eta_{\text{н.уст.}}^{\text{е}} = \frac{N_{\text{каскад}}^{\text{е}} + \dots + N_{\text{каскад}}^{\text{е}}}{Q_{\text{підв}}}$$

Проте у цьому випадку обмеженнями слугують температура і тиск конденсації останнього каскаду. Електрична потужність кожного наступного каскаду становитиме 40–50 % відносно попереднього, водночас збільшення вартості реалізації каскадів буде зростати не пропорційно потужності, що обмежує економічну доцільність реалізації великої кількості каскадів [27].

Контрольні запитання

1. Особливості термодинамічних циклів.
2. Гаряче й холодне джерело.
3. Цикли на до- і надкритичних параметрах НРТ.
4. Регенеративний підігрів робочого тіла.
5. Каскадні паротурбінні цикли.

ЧАСТИНА IV ТЕПЛОМАСООБМІН. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ

9 ТЕПЛООБМІН

9.1 Теплообмін: визначення і головні види

Теорія теплообміну разом із термодинамікою входить до складу теоретичних основ теплотехніки і вивчає закономірності перенесення теплоти з одних областей простору в інші.

Теплообмін – це самовільний необоротний процес перенесення теплоти в просторі з неоднорідним розподілом температури.

Існують три різні за своєю природою види теплообміну: теплопровідність, конвективний теплообмін, променевий теплообмін.

Теплопровідність (зустрічається зазвичай тільки у твердому середовищі) – це молекулярний процес перенесення теплоти в суцільному середовищі, обумовлений наявністю градієнта (перепаду) температури. Здійснюється шляхом поширення пружних хвиль коливання атомів і молекул (у діелектриках) або пов'язаний з переміщенням вільних електронів і коливанням атомів кристалічної решітки (у металах).

Конвективний теплообмін (спостерігається в рухомому середовищі) – це перенесення теплоти, обумовлене переміщенням макроскопічних елементів середовища (об'ємів рідини або газу) в просторі, що супроводжується теплопровідністю. Його найпоширеніший випадок – **тепловіддача** – конвективний теплообмін між середовищем, що рухається, і поверхнею поділу її з іншим середовищем (твердим тілом, рідиною або газом).

Променевий теплообмін - здійснюється (на відміну від теплопровідності та конвекції) за відсутності матеріального середовища й обумовлений перетворенням внутрішньої енергії речовини в енергію електромагнітних хвиль, поширенням їх у просторі та поглинанням енергії цих хвиль речовиною.

На практиці теплообмін реалізується всіма трьома вище названими способами і називається складним теплообміном.

Радіаційно-конвективний теплообмін – це теплообмін, обумовлений спільним перенесенням теплоти випромінюванням, теплопровідністю і конвекцією.

Радіаційно-кондуктивний теплообмін – передача теплоти теплопровідністю і випромінюванням.

Теплопередача – процес теплообміну між двома теплоносіями (рухомим середовищем, що використовується для переносу теплоти), розділеними твердою стінкою.

9.2 Теплопровідність

У 1807 році французький вчений Фур'є встановив, що в кожній точці тіла в процесі теплопровідності існує однозначний зв'язок між тепловим потоком і градієнтом температури. Коефіцієнт теплопровідності λ характеризує здатність певного тіла (речовини) проводити теплоту. Коефіцієнт теплопровідності речовин визначають експериментально і наводять у довідковій літературі. Закон Фур'є справедливий для нестационарних і стаціонарних процесів теплопровідності в твердих, рідких і газоподібних тілах [37].

Закон теплопровідності встановлює функціональний зв'язок між температурним полем і тепловим потоком у заданій точці тіла або системи тіл. Відомий математик Фур'є припустив, що кількість теплоти, що проходить між двома ізотермічними поверхнями, прямо пропорційно часу процесу τ , площі поверхні теплообміну F , різниці температур ізотермічних поверхонь ΔT і обернено пропорційно відстані між ізотермічними поверхнями Δn :

$$Q_{\tau} = \tau \cdot F \cdot \frac{\Delta T}{\Delta n}. \quad (9.1)$$

Використовуючи як коефіцієнт пропорційності у формулі (9.1) коефіцієнт теплопровідності, закон Фур'є набуває вигляду:

$$Q_{\tau} = \tau \cdot F \cdot \frac{\Delta T}{\Delta n} \cdot \lambda. \quad (9.2)$$

Замінюючи відношення $\Delta T/\Delta n$ градієнтом температурного поля $\text{grad}(T)$ для теплового потоку та поверхневої густини теплового потоку – векторних величин, що мають напрямок поширення, закон Фур'є записується:

$$Q = -\lambda \cdot \text{grad}(T)F; q = -\lambda \cdot \text{grad}(T), \quad (9.3)$$

де Q – тепловий потік, Вт; $\text{grad}(T)$ – градієнт температурного поля, К/м; F – площа поверхні теплообміну, м²; λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К).

Знак мінус в запису закону Фур'є (9.3) показує, що вектори теплового потоку і градієнта температури спрямовані в протилежні боки. Градієнт температурного поля спрямований по нормалі до ізотермічної поверхні в бік зростання температури, а тепловий потік, навпаки – у бік її зменшення.

Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·К) – фізична величина, що характеризує здатність речовини проводити теплоту і визначається експериментально залежно від температури для кожного тіла (твердого, рідкого або газоподібного). Врахування залежності коефіцієнта теплопровідності від температури $\lambda = f(T)$ призводить до нелінійної форми запису закону Фур'є, яка більш точно відображає процес перенесення теплоти теплопровідністю.

Для різних речовин коефіцієнт теплопровідності λ може як збільшуватися, так і зменшуватися зі зростанням температури.

Коефіцієнт теплопровідності також залежить від складу речовини, його структури, вологості та низки інших чинників, які потрібно враховувати в розрахунках теплообміну. Склад і структуру зразка, для якого було знайдено в дослідженні коефіцієнт теплопровідності, наведено в довідковій літературі, може не повністю відповідати матеріалу, для якого виконується інженерний розрахунок теплообміну. Під час виконання перевірочних розрахунків конструкцій, що були в експлуатації, потрібно враховувати фактор старіння, тобто зміни властивостей речовини з плином часу [38].

Похибка експериментального визначення λ складає величину не менше 5–10 %, що також необхідно враховувати в розрахунках.

Для пористих і сипких матеріалів коефіцієнт теплопровідності λ також залежить від пористості (величини пор) і від вологості. Зі збільшенням пористості матеріалу λ зменшується (пори заповнюються газом), а коефіцієнт теплопровідності газів малий. При збільшенні вологості пори заповнюються вологою, і коефіцієнт теплопровідності λ збільшується. Додатки до цієї речовини зменшують коефіцієнт теплопровідності. Коефіцієнт теплопровідності газів залежить і від тиску. У технічних же розрахунках значення коефіцієнта теплопровідності зазвичай приймаються за довідковими таблицями (табл. 9.1).

Таблиця 9.1 – Коефіцієнт теплопровідності матеріалів

Матеріал	λ , Вт/(м·К)	Матеріал	λ , Вт/(м·К)
Алмаз	1 001–2 600	Цегла будівельна	0,2–0,7
Алюміній	236	Мідь	390
Вода	0,60	Мінеральна вата	0,045
Повітря	0,02	Срібло	430
Дерево	0,15	Сталь	45
Золото	320	Скло	1

Необхідно зазначити, що коефіцієнт теплопровідності вакууму строго дорівнює нулю. Це пов'язано з відсутністю у вакуумі матеріальних частинок, здатних переносити тепло. Тепло у вакуумі передається тільки випромінюванням.

Коефіцієнт температуропровідності a , $\text{м}^2/\text{с}$, – фізична характеристика речовини, яку визначають експериментально і наводять залежно від температури у довідниках.

Коефіцієнт температуропровідності a характеризує теплоінерційні властивості речовини або, іншими словами, характеризує швидкість зміни температури в кожній точці тіла у часі, у зв'язку з тим, що швидкість зміни температури прямо пропорційна коефіцієнту температуропровідності

$$a \approx \frac{\partial T}{\partial \tau}. \quad (9.4)$$

З аналізу формули (9.5) випливає, що коефіцієнт температуропровідності характеризує тільки *нестационарні процеси*.

Коефіцієнт температуропровідності функціонально пов'язаний з іншими фізичними характеристиками речовини такими співвідношеннями

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}; \quad a = \frac{\lambda}{c'_p}, \quad (9.5)$$

де c – питома масова теплоємність, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; c' – питома об'ємна теплоємність, $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; ρ – щільність речовини, $\text{кг}/\text{м}^3$; λ – коефіцієнт теплопровідності, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Для газів, у яких теплоємність залежить від виду процесу, відповідно, і коефіцієнт температуропровідності є функцією процесу:

$$\begin{aligned} \text{– для ізохоричного процесу } v = \text{const: } a_v &= \frac{\lambda}{\rho \cdot c_v} = \frac{\lambda}{c'_v}; \\ \text{– для ізобарного процесу } P = \text{const: } a_p &= \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} = \frac{\lambda}{c'_p}. \end{aligned}$$

Порядок величини коефіцієнта температуропровідності можна охарактеризувати такими величинами:

$a \approx 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$ – для теплової ізоляції;

$a \approx 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – для вогнетривів;

$a \approx 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ – для сталі.

Для запису закону Фур'є в *енергетичній формі* замінимо λ в класичній формі запису закону теплопровідності (15.3) виразом

$$\lambda = a_v \cdot \rho \cdot c_v = a_v \cdot c'_v \quad \text{або} \quad \lambda = a_p \cdot \rho \cdot c_p = a_p \cdot c'_p.$$

Для ізохорних процесів закон Фур'є в енергетичній формі запису має вигляд

$$q = -a_v \cdot c'_v \cdot \nabla T = -a_v \cdot \nabla(c'_v \cdot T) = -a_v \cdot \text{grad}(u'), \quad (9.6)$$

де u' – питома об'ємна внутрішня енергія, $\text{Дж}/\text{м}^3$.

Для ізобарних процесів закон Фур'є в енергетичній формі запису набуває вигляду

$$q = -a_p \cdot c_p' \cdot \nabla T = -a_p \cdot \nabla(c_p' \cdot T) = -a_p \cdot \text{grad}(h'), \quad (9.7)$$

де h' – питома об'ємна ентальпія, Дж/м³.

Для твердих тіл, які мають малий коефіцієнт температурного розширення, питомі ізобарна та ізохорна теплоємності відрізняються незначно і в інженерних розрахунках можна прийняти

$$c_p \approx c_v \approx c; a_p \approx a_v \approx a. \quad (9.8)$$

Тоді основний закон теплопровідності (закон Фур'є) в енергетичній формі запису остаточно набуває вигляду

$$q = -a \cdot \text{grad}(\rho h) = -a \cdot \text{grad}(h'), \quad (9.9)$$

де h – питома масова ентальпія, Дж/кг.

9.3 Конвективний теплообмін

Введемо деякі визначення, що характеризують процес теплопровідності.

Температурне поле – сукупність значень температур T у всіх точках тіла (простору) в деякий фіксований момент часу τ : стаціонарне (стале), залежне тільки від просторових координат – $T = f(x, y, z)$; нестаціонарне (нестале), залежне також від часу – $T = f(x, y, z, \tau)$.

Поверхня, у всіх точках якої температура однакова, називається ізотермічною, а лінії рівних температур – **ізотермами**.

Градiєнт температур – вектор, чисельно рівний похідній від температури за напрямком нормалі до ізотермічної поверхні

$$\text{grad}(t) = \nabla T = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta T}{\Delta n} \right) = \frac{\partial T}{\partial n}. \quad (9.10)$$

За позитивний напрямок вектора приймається напрямок у бік зростання температури, тобто $\frac{\partial T}{\partial n} > 0$.

Тепловий потік – кількість теплоти Q , передана через довільну поверхню F в одиницю часу. Віднесений до одиниці площі поверхні називається питомим тепловим потоком або тепловим навантаженням поверхні нагрівання

$$q = \frac{Q}{F}. \quad (9.11)$$

Вектор \bar{q} завжди спрямований у бік, протилежний градієнту температур, бо тепла енергія самостійно поширюється тільки в бік зниження температури.

Лінії теплового потоку – лінії, дотичні до яких збігаються з напрямком вектора теплового потоку (перпендикулярно до ізотермічних поверхонь).

Основний закон теплопровідності (закон Фур'є), встановлений дослідним шляхом, формулюється в такий спосіб: щільність теплового потоку пропорційна градієнту температури:

$$q = -\lambda \cdot \text{grad}(t) = -\lambda \cdot \nabla T, \quad (9.12)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м °С), чисельно дорівнює тепловому потоку, пройденому через одиницю поверхні (1 м²) за градієнта температур $\text{grad}(t)$, що дорівнює 1 К/м.

Знак мінус у рівнянні (9.12) показує, що теплота поширюється у бік зниження температури, приріст якої в цьому напрямку має від'ємне значення.

Загальна кількість теплоти Q , Дж, передана теплопровідністю через стінку F , (м²) за час τ , складе:

$$Q_\tau = q \cdot F \cdot \tau. \quad (9.13)$$

Рівняння теплопровідності й умови однозначності

Рівняння (9.12) є математичним виразом закону теплопровідності Фур'є, а значення λ характеризує інтенсивність процесу теплопровідності.

Перенесення теплоти в твердому тілі здійснюється шляхом теплопровідності, тому з урахуванням рівняння (9.12) і співвідношення $\nabla q = -\nabla(\lambda \cdot \nabla T)$ рівняння теплопровідності набуде вигляду:

$$\rho \cdot c \frac{\partial T}{\partial \tau} = \nabla(\lambda \cdot \nabla T) + q_V. \quad (9.14)$$

Рівняння (9.14) виражає зв'язок між просторовими та тимчасовими змінами температури і дозволяє визначати температурне поле у твердому тілі. Його можна записати інакше:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{q_V}{\rho \cdot c} = a \nabla^2 T. \quad (9.15)$$

де $a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}$, (м²/с) – коефіцієнт температуропровідності (характеризує швидкість поширення тепла в тілі), а вираз $\nabla^2 T = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$ – оператор Лапласа.

Вираз (9.15) називають диференціальним рівнянням теплопровідності Фур'є.

У випадку поширення тепла в одному напрямку (пластина необмежених розмірів) і відсутності внутрішніх джерел тепла ($q_V = 0$) рівняння (9.15) має простий вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right).$$

Для одержання однозначного розв'язку рівняння (9.15), що описує клас явищ теплопровідності, необхідне виконання умов однозначності (єдиності):

1) геометричних, згідно з якими задаються форма й розміри твердого тіла;

2) фізичних, заданих фізичними властивостями тіла c , ρ , λ або їхніми залежностями від температури;

3) початкових, що встановлюють розподіл температури в тілі в початковий момент часу (тимчасова гранична умова)

$$T_{\Pi} = T(x, y, z, \tau_0); \quad (9.16)$$

4) умов сполучення теплового потоку на межах різних шарів конкретного тіла

$$-\lambda_1 \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right) \Big|_{x_{i-0}} = -\lambda_2 \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right) \Big|_{x_{i+0}};$$

5) закону взаємодії тіла з навколишнім середовищем (просторова гранична умова).

Сукупність початкових і граничних умов називають **крайовими умовами**.

Просторову граничну умову можна задати чотирма способами.

Перший спосіб полягає в задаванні закону розподілу температури по поверхні тіла залежно від часу:

$$T_{\text{ПОВ}} = T(x, y, z, \tau). \quad (9.17)$$

Режим нагрівання (охолодження), за якого розподіл температур у тілі не залежить від початкових умов і визначається тільки граничними, називають **регулярним**. Умову, задану таким чином, називають **граничною умовою першого роду**.

Другий спосіб полягає в задаванні закону розподілу щільності теплового потоку по поверхні тіла залежно від часу:

$$q_{\Pi}(\tau) = f(\tau). \quad (9.18)$$

Умову, задану таким чином, називають **граничною умовою другого роду**.

Третій спосіб складається в заданні температури навколишнього середовища і закону теплообміну між поверхнею тіла та навколишнім середовищем залежно від часу:

$$q(\tau) = \alpha \cdot (t_{\Pi}(\tau) - t_c(\tau)), \quad (9.19)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі; t_{Π} і t_c – температура поверхні й середовища відповідно.

Умову, задану таким чином, називають **граничною умовою третього роду**, що описує конвективний теплообмін рухомого середовища з поверхнею тіла. Згідно з виразом (9.19), який називають ще законом тепловіддачі Ньютона, щільність теплового потоку q , яка

переноситься шляхом конвекції від поверхні твердого тіла в середовище, пропорційна різниці температур поверхні тіла $t_{\text{п}}$ і середовища $t_{\text{с}}$. Цей випадок найчастіше застосовується при вирішенні практичних задач.

Коефіцієнт тепловіддачі α визначає інтенсивність тепловіддачі з поверхні. Кількість теплоти, що відповідає значенню $q_{\text{пов}}$, повинна підводитись до поверхні тіла шляхом теплопровідності зсередини, тому:

$$q_{\text{пов}} = -\lambda \cdot (\text{grad}_{\text{н}} T)_{\text{пов}}, \quad (9.20)$$

де $\text{grad}_{\text{н}} T$ – складова градієнта температури, нормальна до поверхні тіла.

Порівнюючи (9.9) і (9.10), одержуємо:

$$\alpha \cdot (t_{\text{п}}(\tau) - t_{\text{с}}(\tau)) = -\lambda \cdot (\text{grad}_{\text{н}} T)_{\text{пов}}. \quad (9.21)$$

Відповідно до граничних умов третього роду повинні бути задані значення температури середовища t і коефіцієнта тепловіддачі α .

У високотемпературних об'єктах (енергоустановках, печах та ін.) у загальному випадку спостерігається складний теплообмін, значна частина якого припадає на променевий або радіаційне теплоперенесення. Тепловий баланс на границі в цьому випадку може бути описаний рівнянням:

$$\sigma_0 \varepsilon_{\text{пр}} (T_{\text{от}}^4 - T_{\text{пов}}^4) = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0}. \quad (9.22)$$

Якщо різниця температури оточення $T_{\text{от}}$ і поверхні $T_{\text{пов}}$ невелика і дотримується рівність $0,9 < \frac{T_{\text{от}}}{T_{\text{пов}}} < 1,1$, то такий випадок можна звести до граничних умов третього роду:

$$\alpha_{\text{вип}} (T_{\text{от}} - T_{x=0}) = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0}, \quad (9.23)$$

де $\alpha_{\text{вип}}$ – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$:

$$\alpha_{\text{вип}} = \sigma_0 \varepsilon_{\text{пр}} \frac{T_{\text{от}}^4 - T_{\text{пов}}^4}{T_{\text{от}} - T_{\text{пов}}} \approx 4\sigma_0 \varepsilon_{\text{пр}} T_{\text{от}}^3,$$

де $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{K}^4)$ – постійна Стефана – Больцмана; ε – ступінь чорноти тіла, що залежить від природи тіла, його температури і стану поверхні (визначається дослідним шляхом $0,01 < \varepsilon < 0,99$).

Четвертий спосіб завдання граничних умов становить випадок, коли відбуваються: теплообмін між твердим тілом і рідиною шляхом теплопровідності (за малих швидкостях течії рідини) $t_{\text{п}}(\tau) = t_{\text{с}}(\tau)$, або контактний теплообмін між двома твердими тілами, за якого $T_{1\text{п}}(\tau) = T_{2\text{п}}(\tau)$:

$$-\lambda_1 (T_1) \cdot \frac{\partial T_1}{\partial n} \Big|_{1\text{п}} = -\lambda_2 (T_2) \cdot \frac{\partial T_2}{\partial n} \Big|_{2\text{п}}. \quad (9.24)$$

Умову, задану таким чином, називають **граничною умовою четвертого роду**.

При дослідженні процесів тепломасообміну, зокрема, в огорожувальних конструкціях, найпоширенішими є граничні умови третього роду, які характеризують конвективний теплообмін і можуть бути застосовані в більш складних випадках теплообміну, коли тепло на поверхні тіла передається шляхом конвекції, радіації та кондукції [37].

Менше застосовуються граничні умови першого й четвертого роду. Граничні умови другого роду переважно використовуються, коли поверхня теплоізольована або є віссю симетрії температурного поля. У цьому випадку рівняння (9.18) має вигляд $q_{\Pi} = 0$, або $\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{\Pi} = 0$. Таким чином, дослідження теплового стану будь-яких конструктивних елементів у загальному випадку пов'язане з необхідністю вирішення диференціального рівняння теплопровідності Фур'є.

Якщо за відомим рівнянням процесу (9.15) і крайовими умовами (9.17) – (9.19), (9.24) визначається температурне поле об'єкта, тобто встановлюються причинно-наслідкові зв'язки, то розв'язується **пряма задача теплопровідності**. Визначення умов однозначності або уточнення самої математичної моделі явища (що містить у собі рівняння процесу й крайові умови) за наявними даними про температурне поле об'єкта, тобто відновлення причинних характеристик складає предмет **обернених задач теплопровідності**. Процедура оцінки, визначення невідомих характеристик (параметрів) для встановленого виду теплової моделі отримала назву **ідентифікації**.

Як вже відзначалось, розрізняють два режими поширення тепла в тілі: стаціонарний – $\frac{\partial T}{\partial \tau} = 0$ і нестаціонарний. На практиці найбільш часто зустрічаються процеси нагрівання (охолодження) в умовах нестаціонарних режимів. Зокрема, у регенеративних теплообмінниках нагріваючим середовищем спочатку нагрівається теплоємна насадку, яка потім віддає тепло середовищу, що нагрівається.

Теплопровідність у стаціонарному режимі. Розглянемо плоску стінку товщиною δ з температурами поверхонь T_{C_1} і T_{C_2} ; $\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$.

З рівняння Фур'є для сталого режиму $\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial T^2}{\partial x^2} = 0$ отримуємо $\frac{\partial T}{\partial x} = C_1$. Отже,

$$T = C_1 \cdot x + C_2, \quad (9.25)$$

де C_1 , C_2 – постійні інтегрування. З (9.25) випливає, що в плоскій стінці без внутрішніх джерел теплоти температура розподіляється за лінійним законом.

Визначивши значення постійних при ($x = 0$ і $x = \delta$) і підставивши їх у рівняння (9.25), знайдемо значення температури в будь-якій точці по товщині (δ) стінки:

$$T = T_{C_1} + \frac{T_{C_2} - T_{C_1}}{\delta} x. \quad (9.26)$$

Тоді тепловий потік для одиничної поверхні (1 м^2) буде дорівнювати:

$$q = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (T_{C_1} - T_{C_2}) = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \Delta T. \quad (9.27)$$

Якщо задано питомий потік q , що впливає на стінку, тоді значення температури в кожній її точці по координаті дорівнює:

$$T_x = T_1 - \frac{q}{\lambda} \cdot x,$$

а загальна кількість тепла, що проходить через стінку товщиною δ і площею S за час τ :

$$Q = q \cdot S \cdot \tau = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \Delta T \cdot S \cdot \tau.$$

Закон Фур'є можна записати у формі, аналогічній закону Ома в електротехніці, ввівши поняття про тепловий (термічний) опір стінки R , ($\text{м}^2\text{°C}/\text{Вт}$):

$$q = \frac{T_{C_1} - T_{C_2}}{R}. \quad (9.28)$$

Для складної стінки, що складається з n шарів, тепловий опір буде дорівнювати сумі опорів окремих шарів:

$$R = \sum_{i=1}^N R_i = \sum_{i=1}^N \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \quad (9.29)$$

і питомий тепловий потік можна визначити за формулою:

$$q = \frac{T_{C_1} - T_{C_2}}{R} = \frac{\Delta T}{\sum_{i=1}^N \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (9.30)$$

а розподіл температури всередині стінки зобразити у вигляді ламаної прямої лінії. Водночас температурний перепад для кожного шару δ_i пропорційний тепловому опору $\frac{\delta_i}{\lambda_i}$.

Аналогічно можна отримати вирази, які описують закономірності перенесення тепла в елементах теплотехнічного обладнання, що мають трубчасту форму із циліндричними стінками. До цього питання повернемося в наступній темі під час розгляду складного теплообміну та теплової ізоляції.

Теплопровідність у нестационарному режимі. Нестационарні процеси теплопровідності наявні під час нагрівання (охолодження) твердих тіл і супроводжуються зміною в часі температури, внутрішньої енергії та ентальпії речовини. Задачі нестационарної теплопровідності, що при цьому виникають, можуть бути розв'язані як точними аналітичними (здебільшого задачі для тіл класичної форми – пластини, циліндра, кулі), так і наближеними чисельними методами

(передусім під час розв'язання багатомірних задач із змінними значеннями λ , c , ρ і залежністю q від координат і часу, змінними й нелінійними граничними умовами), коли неможливо використати точні аналітичні методи.

Конвективний теплообмін. Процес теплообміну між рухомим середовищем (робочим тілом) і стінкою називається конвективним теплообміном або конвекцією, яка може бути вільною та вимушеною. Конвекція, яка ще має назву тепловіддачі, становить більш складний процес порівняно з теплопровідністю.

Вільна конвекція виникає під дією неоднорідного поля зовнішніх масових сил (сил гравітаційного, інерційного, магнітного та електричного поля), прикладених до часток рідини усередині системи. Наприклад, у приміщенні, може бути викликана нагріванням повітря від радіатора системи опалення. Вільний рух повітря викликається підйімальною силою, обумовленою різницею щільності холодних і нагрітих його частин. У загальному випадку інтенсивність вільного руху залежить від виду робочого тіла, різниці температур між окремими його частками і об'єму простору, у якому протікає процес.

Вимушена конвекція виникає під дією зовнішніх поверхневих сил, прикладених на границях системи, або під дією однорідного поля масових сил, що діють у рідині всередині системи; може також здійснюватися завдяки запасу кінетичної енергії, отриманої рідиною поза розглянутою системою. Вимушена конвекція, наприклад, при русі нагрітої рідини під дією різниці тисків на кінцях труби супроводжується її охолодженням.

Таким чином, вимушена конвекція або вимушений рух робочого тіла обумовлені роботою зовнішніх агрегатів (насоса, вентилятора і т.д.). Разом із тим рушійна сила виникає внаслідок різниці тисків на вході й виході з каналу, по якому переміщується робоче тіло. Якщо швидкість вимушеного руху невелика і є різниця температур між окремими частками, то поряд із вимушеним рухом може спостерігатися вільний рух. Отже, у загальному випадку вимушена конвекція може протікати разом із природною (змішана конвекція).

Процес тепловіддачі визначається багатьма факторами, зокрема: видом конвекції (вільна, вимушена); режимом течії рідини (газу); фізичними властивостями середовища (ρ , λ , z , μ – динамічною в'язкістю, β – коефіцієнтом об'ємного розширення); формою, розмірами і станом тепловіддаючої (тепло приймаючої) поверхні тіла (стінки), яке обтікається середовищем.

Поверхні стінок зазвичай мають форму плит або труб, які можуть розташовуватися вертикально, горизонтально або похило. Кожна з цих

форм створює специфічні умови для теплообміну між поверхнею стінки і рідиною, що омиває цю поверхню. Для процесу тепловіддачі важливо, чи переміщується рідина всередині замкнутого простору чи поверхня стінки з усіх боків омивається рідиною. Велике значення має також стан поверхні стінки, оцінюваний її шорсткістю.

Для визначення кількості теплоти, переданої під час конвективного теплообміну, неможливо користуватися законом теплопровідності Фур'є, тому що не вдається встановити значення температурного градієнта біля стінки і його зміну по всій поверхні теплообміну. Для практичних розрахунків широкое використовання знаходить рівняння тепловіддачі

$$Q = \alpha \Delta T_A \quad \text{і} \quad q = \alpha \Delta T,$$

де ΔT – температурний напір, а коефіцієнт пропорційності α , що характеризує умови теплообміну між рідиною та поверхнею твердого тіла - коефіцієнт теплообміну. Це рівняння в теплотехніці називається рівнянням Ньютона, коефіцієнт α називають також коефіцієнтом тепловіддачі, Вт/(м² °С).

Чисельна величина коефіцієнта тепловіддачі визначає потужність теплового потоку, що проходить від рідини до стінки (або назад) через одиницю поверхні (1 м²) за різниці температур між рідиною і стінкою 1 °С. Він залежить від великої кількості різноманітних факторів. Це веде до того, що за однакових умов процесу тепловіддачі його значення коливаються в доволі широких межах, наприклад (Вт/(м² °С)):

- для газів під час конвекції:
 - природній.....6 – 40;
 - вимушеній по трубах або між ними.....12 – 120;
- для пари в трубах перегрівника.....110 – 2200;
- для води:
 - за природної конвекції.....110 – 1100;
 - за руху по трубах.....500 – 11000;
 - киплячої.....2200 – 11000;
- для конденсованої водяної пари.....4500 – 22000.

Зі зростанням в'язкості підвищується товщина приграничного шару і зменшується коефіцієнт α . Зростання швидкості потоку теплоносія спричиняє зменшення товщини приграничного шару і збільшення коефіцієнта тепловіддачі.

Найбільш точно коефіцієнт тепловіддачі можна визначити дослідним шляхом, що є нелегким завданням для діючих енергетичних установок. Тим більше, що закономірності, які знайдені дослідним шляхом для конкретного теплового агрегату, не завжди справедливі для іншого апарата.

Дослідне визначення коефіцієнта тепловіддачі проводять зазвичай не на самих зразках теплових пристроїв, а на їхніх спрощених моделях, більш зручних для експериментування. Результати дослідів, проведених на моделях, узагальнюють, використовуючи теорію теплової подоби.

Основний висновок, який роблять на основі цієї теорії, полягає в тому, що немає необхідності шукати залежність коефіцієнта тепловіддачі від кожного з тих факторів, які на нього впливають, а достатньо знайти залежність між певними безрозмірними комплексами величин, характерних для розглянутих умов процесу тепловіддачі. Ці безрозмірні комплекси величин називають критеріями подібності, які відображають фізичну сутність досліджуваного процесу або явища. Залежності між критеріями подібності характеризують процес тепловіддачі і становить критеріальні рівняння.

Як було відзначено вище, відповідно до законів Фур'є $dQ = -\lambda \cdot dF \frac{\partial T}{\partial n}$ та Ньютона $dQ = \alpha \cdot dF (T_{\text{СЕР}} - T_{\text{СТ}})$ рівняння теплообміну на границях між твердим тілом і середовищем набуває вигляду

$$\alpha \cdot (T_{\text{СЕР}} - T_{\text{СТ}}) = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{\text{СТ}}. \quad (9.31)$$

Права частина (9.31) виражає щільність теплового потоку, перенесеного шляхом теплопровідності через теоретично нескінченно тонкий шар рідини, нерухомий відносно тіла, що обтікається.

Система рівнянь (9.31) із заданими умовами однозначності дозволяє визначити коефіцієнт тепловіддачі α , а отже, щільність теплового потоку $q_{\text{СТ}} = \alpha \cdot (T_{\text{СТ}} - T_{\text{СЕР}})$, що надходить від тіла до потоку (або навпаки).

Виходячи із закону Ньютона для поверхневої щільності теплового потоку ($F = 1 \text{ м}^2$, $\tau = 1 \text{ с}$), можна записати $q_{\text{СТ}} = \frac{T_{\text{СТ}} - T_{\text{СЕР}}}{1/\alpha}$, де $1/\alpha$ становить термічний опір теплопередачі R , ($\text{м}^2\text{°C}/\text{Вт}$). Коефіцієнт тепловіддачі α , що залежить від багатьох факторів, не є фізичною константою.

Важливою складовою створення і експлуатації теплотехнічних об'єктів є **теплове проектування**, під яким розуміють дослідження процесів теплоперенесення, вибір конструктивних рішень і режимів експлуатації з урахуванням теплового стану досліджуваних об'єктів.

У процесі теплового проектування набувають широкого використання результати теоретичних, розрахунково-теоретичних та експериментальних досліджень, тобто застосування всієї гами методів і засобів **моделювання** в самому широкому значенні (заміщення досліджуваного об'єкта моделлю, доведення адекватності моделі

реальному об'єкту й дослідження властивостей об'єкта за допомогою моделі): як **фізичного** – вивчення процесів теплоперенесення на експериментальних моделях, стендах і натурних об'єктах, так і **математичного** – складання математичної моделі, її дослідження та одержання результатів визначення характеристик теплообміну і теплового стану об'єкта.

Математична модель процесу тепловіддачі при конвективному теплообміні містить у собі відповідні системи рівнянь і умови однозначності. Останні визначають геометричні характеристики елементів енергоустановок (або інших об'єктів), уздовж яких рухається робоче тіло, його фізичні властивості (ρ , λ , α , μ , β), а також граничні умови.

У зв'язку із стрімким розвитком обчислювальної техніки зросли роль і можливості методів дослідження процесів конвективного теплообміну за допомогою сучасної електронно-обчислювальної техніки, вміле й ефективне використання якої визначає значне розширення кола задач, що можуть бути вирішені.

9.4 Радіаційний теплообмін

Основні поняття і визначення. *Теплове випромінювання (радіаційний теплообмін)* – спосіб перенесення теплоти в просторі, здійснюваний в результаті поширення електромагнітних хвиль, енергія яких під час взаємодії з речовиною переходить у тепло. Радіаційний теплообмін пов'язаний з подвійним перетворенням енергії та відбувається в три етапи:

1) спочатку внутрішня енергія тіла перетворюється в енергію електромагнітного випромінювання (енергію фотонів або квантів);

2) потім промениста енергія переноситься електромагнітними хвилями в просторі, які в однорідному та ізотропному середовищі і в вакуумі поширюються прямолінійно зі швидкістю світла (у вакуумі швидкість світла дорівнює 3×10^8 м/с), підкоряючись оптичним законам заломлення, поглинання і віддзеркалення;

3) під час взаємодії з речовиною, відбувається перехід променевої енергії у внутрішню енергію тіла шляхом поглинання фотонів.

Тепловому випромінюванню відповідає інтервал довжин хвиль $\lambda = 0,4\text{--}25$ мкм ($1 \text{ мкм} = 10^{-6} \text{ м}$), оскільки основна частка променевої енергії в теплотехнічних агрегатах передається саме в цьому діапазоні довжин хвиль. Відзначимо, що видимі світлові промені мають довжину хвилі $\lambda = 0,4\text{--}0,8$ мкм, а до інфрачервоного або теплового

випромінювання в загальному випадку відносять діапазон довжин хвиль $\lambda = 0,8-1\ 000$ мкм.

Спектр випромінювання – розподіл променевої енергії по довжині хвилі $E_\lambda = f(\lambda)$, где E_λ , Вт/м³ – спектральна щільність теплового потоку власного випромінювання (спектральна випромінювальна здатність тіла). У більшості твердих тіл спектри суцільні. У газів і полірованих металів *спектри лінійчасті* або *селективні* (рис. 9.1).

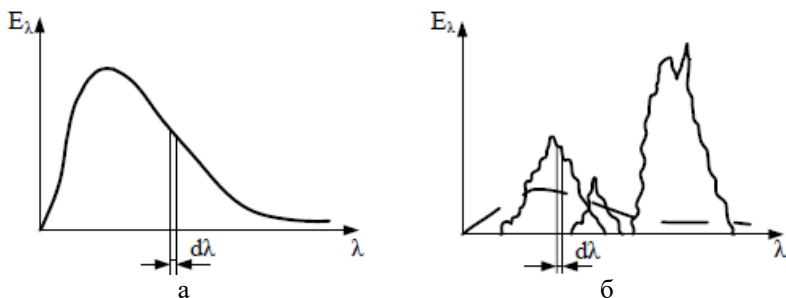


Рисунок 9.1 – Розподіл за спектром енергії випромінювання:
а – твердого тіла; б – газу

З погляду зору радіаційного теплообміну розрізняють два типи поверхонь: *дифузні* та *дзеркальні*. Дифузні поверхні відображають все падаюче на них випромінювання в межах півсфери. У дзеркальних поверхонь кут падіння променя дорівнює куту його відображення.

Теплообмін випромінюванням має низку відмінностей від кондуктивного і конвективного теплообміну:

а) теплове випромінювання речовини залежить від температури тіла (ступеня нагрятості речовини), тому всі тіла (тверді тіла, рідини і поглинаючі променисту енергію газу) з температурою вище нуля за шкалою Кельвіна володіють власним тепловим випромінюванням;

б) для передачі теплоти випромінюванням не потрібно тіло-посередник, тобто промениста енергія може передаватися також у вакуумі;

в) за температур від 0 °С до 100 °С промениста і конвективна (за вільної конвекції) складові теплообміну мають один порядок; у високотемпературних енергетичних (наприклад, парогенераторах) і високотемпературних теплотехнологічних (наприклад, металургійних печах) променистий теплообмін є домінуючим у сумарному теплоперенесенні від гарячого джерела до приймача теплової енергії;

г) у розрахунках необхідно враховувати особливості поверхневого випромінювання (тверді тіла) і об'ємного випромінювання (випромінюючі та поглинаючі газу).

Параметри і характеристики теплового випромінювання. Як і будь-який інший спосіб перенесення теплоти, теплообмін випромінюванням характеризується *температурним полем* системи тіл, що беруть участь у радіаційному теплообміні (T, K), і *тепловими потоками* випромінювання (Q, Wt), або поверхневими густинами теплових потоків випромінювання ($E, Wt/m^2$). Температура і тепловий потік – параметри теплового випромінювання.

Тілам, які беруть участь у радіаційному теплообміні, приписують деякі специфічні властивості, що зветься *радіаційними характеристиками* або *радіаційними властивостями* тіла. До радіаційних характеристик тіла відноситься *поглинальна, відбивна, пропускна здатність тіла* і *ступінь чорноти*. Усі названі радіаційні характеристики можуть бути як інтегральними (для всього спектру випромінювання), так і спектральними (для нескінченно малого діапазону довжин хвиль $d\lambda$).

Потоком випромінювання (Q, Wt) називають кількість променевої енергії, що проходить через задану поверхню площею F в одиницю часу.

Поверхневою *густиною потоку випромінювання* ($E, Wt/m^2$) називають кількість променевої енергії, що проходить через задану одиничну поверхню в одиницю часу.

У розрахунках радіаційного теплообміну прийняті такі позначення:

а) $Q_{пад}$ і $E_{пад}$ – потік і густина потоку випромінювання, що падають на поверхню тіла;

б) $Q_{відб}$ і $E_{відб}$ – потік і густина потоку випромінювання, що відбивається від поверхні тіла;

в) $Q_{погл}$ і $E_{погл}$ – потік і густина потоку випромінювання, що поглинається тілом;

г) $Q_{проп}$ і $E_{проп}$ – потік і густина потоку випромінювання, що пропускається тілом;

д) $Q_{влас}$ (Q) і $E_{влас}$ (E) – потік і густина потоку власного випромінювання тіла;

е) $Q_{еф}$ і $E_{еф}$ – потік і густина потоку ефективного випромінювання тіла;

ж) $Q_{рез}$ і $E_{рез}$ – потік і густина потоку результуючого випромінювання тіла.

Поглинальна, відбивна і пропускна здатність тіла. Для розгляду фізичного сенсу поглинальної, відбивної і пропускної здібностей тіла розглянемо напівпрозоре тіло, на поверхню якого падає потік випромінювання $Q_{пад}$ (рис. 9.2). Очевидно, що для будь-якого напівпрозорого тіла з закону збереження енергії випливає:

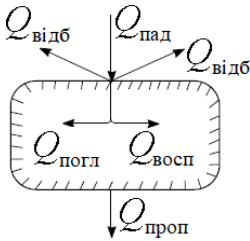


Рисунок 9.2 – Схема радіаційного теплообміну для напівпрозорого тіла

$$Q_{\text{погл}} + Q_{\text{відб}} + Q_{\text{проп}} = Q_{\text{пад}} \quad (15.49)$$

Поділивши ліву праву частини рівності (15.49) на потік падаючого випромінювання $Q_{\text{пад}}$, отримаємо:

$$\frac{Q_{\text{погл}}}{Q_{\text{пад}}} + \frac{Q_{\text{відб}}}{Q_{\text{пад}}} + \frac{Q_{\text{проп}}}{Q_{\text{пад}}} = \frac{Q_{\text{пад}}}{Q_{\text{пад}}}$$

або

$$A + R + D = 1,$$

де $A = Q_{\text{погл}}/Q_{\text{пад}}$ – *поглинальна здатність тіла* дорівнює частці падаючого випромінювання, що поглинається тілом; $R = Q_{\text{відб}}/Q_{\text{пад}}$ –

відбивна здатність тіла дорівнює частці падаючого випромінювання, що відбивається тілом; $D = Q_{\text{проп}}/Q_{\text{пад}}$ – *пропускна здатність тіла* дорівнює частці падаючого випромінювання, що проходить через тіло.

З урахуванням прийнятих позначень поглинальної, відбивної і пропускної здібностей тіла поглинений, відбитий і пропущений теплові потоки можна розрахувати за формулами:

$$Q_{\text{погл}} = A \cdot Q_{\text{пад}}; \quad Q_{\text{відб}} = R \cdot Q_{\text{пад}}; \quad Q_{\text{проп}} = D \cdot Q_{\text{пад}}.$$

Залежно від числового значення A , R і D розрізняють *абсолютно чорне, абсолютно біле й абсолютно прозоре* або *діатермічне тіла*.

Тіло, яке поглинає все падаюче на нього випромінювання, називають *абсолютно чорним тілом* (АЧТ). Потік і густина потоку власного випромінювання АЧТ позначають Q_0 і E_0 відповідно.

У абсолютно чорного тіла радіаційні здатності рівні: $A = 1$, $R = D = 0$.

Тіло, яке дифузно відображає все падаюче на нього випромінювання, називають *абсолютно білим тілом*. У абсолютно білого тіла радіаційні здатності рівні: $R = 1$, $A = D = 0$.

Тіло, яке пропускає все падаюче на нього випромінювання, називають *абсолютно прозорим* або *діатермічним*. Для діатермічного тіла радіаційні здатності рівні: $D = 1$, $A = R = 0$.

Абсолютно чорних, абсолютно білих і абсолютно прозорих тіл (ідеальних тел) в природі не існує. Однак деякі реальні тіла за своїми радіаційними властивостями близькі до вказаних ідеальних тіл. Наприклад, у сажі й окисленої шорсткою сталі $A \rightarrow 1$, у полірованих металів $R \rightarrow 1$, у двоатомних газів із симетричними молекулами (N_2 , O_2), зокрема й у сухого повітря $D \rightarrow 1$.

У непрозорих тіл пропускна здатність дорівнює нулю $D = 0$, тому $A + R = 1$. У газів відсутня відбивна здатність $R = 0$, тому $A + D = 1$.

Величини A , R і D залежать від природи тіла, його температури і довжини хвилі теплового випромінювання.

Основні закони випромінювання абсолютно чорного тіла.

Спектри випромінювання реальних тіл залежать від багатьох факторів (матеріалу тіла, температури, стану поверхні), і тому їхній аналітичний опис, у принципі, неможливий. В ідеального абсолютно чорного тіла (АЧТ) розподіл енергії по спектру залежно від температури тіла є універсальним, тому закони випромінювання абсолютно чорного тіла використовують як базові для розрахунку випромінювання реальних тіл.

Абсолютно чорних тіл у природі не існує. Як модель АЧТ використовують отвір у стінці непрозорої порожнини з розмірами набагато менше самої порожнини. За рівномірного нагрівання всієї поверхні порожнини цей отвір за своїми властивостями наближається до абсолютно чорного тіла, тобто поглинає все падаюче на нього випромінювання і саме тому є ідеальним випромінювачем – випромінює максимально можливу кількість енергії.

Закон Планка. Відповідно до закону Планка, спектральна інтенсивність випромінювання абсолютно чорного тіла $E_{0,\lambda}$ є функцією абсолютної температури T і довжини хвилі випромінювання λ . Планк теоретично, виходячи з квантової природи променевої енергії, встановив таку закономірність

$$E_{0,\lambda} = \frac{C_1}{\lambda^5 \left[\exp\left(\frac{C_2}{\lambda T}\right) - 1 \right]},$$

де T – абсолютна температура абсолютно чорного тіла, К; C_1 і C_2 – коефіцієнти, пов'язані з універсальними фізичними константами наступними співвідношеннями:

$$C_1 = 2 \cdot \pi \cdot c_0^2 = 3,741\,832 \times 10^{-16} \text{ Вт} \cdot \text{м}^2;$$

$$C_2 = h \cdot \frac{c_0}{k} = 1,438\,786 \times 10^{-2} \text{ м} \cdot \text{К},$$

де $c_0 = 3 \times 10^8$ м/с – швидкість світла у вакуумі; $h = 6,626 \times 10^{-34}$ Дж·с – постійна Планка; $k = 1,38 \times 10^{-23}$ Дж/К – постійна Больцмана.

Графік залежності $E_{0,\lambda} = f(\lambda, T)$ зображено на рисунку 9.3. Аналіз цього графіка дозволяє зробити такі висновки:

а) зі збільшенням температури спектральна інтенсивність випромінювання $E_{0,\lambda}$ зростає для всього спектра;

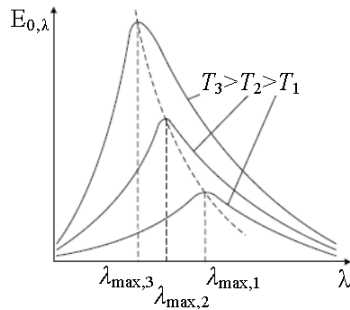


Рисунок 9.3 – Спектральна густина потоку випромінювання АЧТ ($E_{0,\lambda} = f(\lambda, T)$)

б) залежність $E_{0,\lambda} = f(\lambda, T)$ має екстремальний характер;
 в) зі збільшенням температури довжина хвилі, за якої спостерігається максимум спектральної густини потоку випромінювання λ_{\max} абсолютно чорного тіла, зменшується.

Закон зміщення Віна. Закон зміщення Віна можна сформулювати так: довжина хвилі, за якої спостерігається максимальне значення спектральної густини потоку власного випромінювання λ_{\max} і абсолютна температура пов'язані обернено пропорційною залежністю:

$$\lambda_{\max} \cdot T \approx 2,898 \times 10^{-3} \text{ м} \cdot \text{К}, \quad (9.32)$$

де λ – довжина хвилі; T – температура.

Закон зміщення Віна є наслідком закону Планка. Однак він був отриманий Віном раніше в 1893 році і тому має його ім'я.

Якщо відома λ_{\max} , тоді за формулою (9.32) розраховують абсолютну температуру випромінювача, а якщо відома температура випромінювача, тоді за тією ж формулою (9.32) знаходять λ_{\max} :

$$\lambda_{\max} = \frac{c_3}{T} \text{ та } T = \frac{c_3}{\lambda_{\max}},$$

де c_3 – постійна Віна, $c_3 = 2,9 \times 10^{-3}$, м·К.

Закон Стефана – Больцмана. За умови термодинамічної рівноваги закон Стефана – Больцмана встановлює залежність густини потоку власного випромінювання абсолютно чорного тіла E_0 від його абсолютної температури T :

$$E_{0,\lambda} = \int_0^{\infty} E_{0,\lambda} d\lambda = \int_0^{\infty} C_1 \cdot \lambda^{-5} / \left[\exp\left(\frac{C_2}{\lambda \cdot T}\right) - 1 \right] d\lambda = \sigma_0 \cdot T^4,$$

де $\sigma_0 = 5,67 \times 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – постійна Стефана-Больцмана; E_0 – густина потоку власного випромінювання АЧТ, Вт/м².

У «ручних» розрахунках закон Стефана – Больцмана зручно застосовувати в наступній формі записи:

$$E_0 = c_0 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4, \quad (9.33)$$

де $c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коефіцієнт випромінювання АЧТ.

Закон Стефана – Больцмана було експериментально встановлено Стефаном в 1879 році, теоретично обґрунтовано Больцманом в 1884 році та Планком в 1901 році.

Цей закон може бути застосований до сірих тіл. У цьому випадку використовується положення про те, що у сірих тіл так само, як і у чорних, власне випромінювання пропорційно абсолютній температурі в четвертому ступені, але випромінювальна здатність сірих тел менша, ніж у абсолютно чорних. Для сірих тіл цей закон записується у вигляді:

$$E_0 = \varepsilon \cdot c_0 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4. \quad (9.34)$$

З порівняння рівнянь (9.33) і (9.34) за однакової температури отримаємо:

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0} \quad (9.35)$$

Величину ε_λ називають *ступенем чорноти тіла*. Чисельно ступінь чорноти якого-небудь тіла дорівнює відношенню його випромінювальної здатності до випромінювальної здатності абсолютно чорного тіла за тієї саме температури.

Ступінь чорноти залежить від фізичних властивостей тіла, і для сірих тіл він завжди менше одиниці.

Основні закони випромінювання реального тіла.

Випромінювання реальних тел відрізняється від випромінювання абсолютно чорного тіла як за спектральним складом – виду функції $E_\lambda = f(\lambda, T)$, так і за величиною. За рівних температур реальні тіла випромінюють теплової енергії менше, ніж абсолютно чорне тіло. Разом із тим максимум спектральної густини потоку випромінювання у металів зміщений у бік короткохвильової частини спектру, а у діелектриків – у бік довгохвильової частини спектру щодо максимуму спектральної густини потоку випромінювання АЧТ при заданій температурі (рис. 9.4).

Для опису випромінювання реальних тіл введено поняття спектрального ступеня чорноти ε_λ , який характеризує відношення спектральної густини потоку власного випромінювання реального тіла E_λ до спектральної густини потоку власного випромінювання абсолютно чорного тіла $E_{0,\lambda}$:

$$\varepsilon_\lambda = \frac{E_\lambda}{E_{0,\lambda}}$$

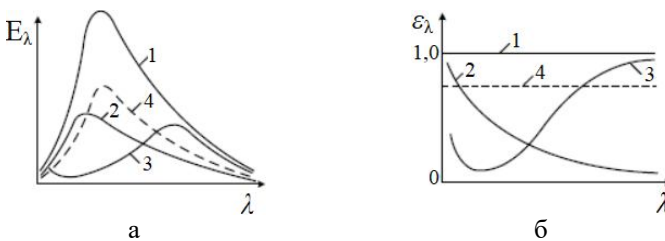


Рисунок 9.4 – Спектральний розподіл енергії:
 а – випромінювання; б – ступеня чорноти різних тіл;
 1 – АЧТ; 2 – метал; 3 – діелектрик; 4 – сіре тіло

Отже, спектральна щільність власного радіаційного потоку дорівнює:

$$E_{\lambda} = \varepsilon_{\lambda} \cdot E_{0,\lambda}. \quad (9.36)$$

Спектральний ступінь чорноти ε_{λ} змінюється в межах від 0 до 1 і для кожної довжини хвилі λ характеризує частку, яку E_{λ} певного тіла становить від $E_{0,\lambda}$ абсолютно чорного тіла за однакової температури. Зміна спектрального ступеня чорноти ряду тіл показано на рисунку 9.4. З аналізу формул випливає, що спектральний ступінь чорноти абсолютно чорного тіла дорівнює одиниці.

Спектральний ступінь чорноти реального тіла залежить від довжини хвилі, природи тіла, стану його поверхні й температури.

Закон Кірхгофа. Абсолютно чорне тіло поглинає все падаюче на нього випромінювання ($A_{\lambda} = 1$) і одночасно є ідеальним випромінювачем, у якого для всіх довжин хвиль $\varepsilon_{\lambda} = 1$. Ця обставина наводить на думку, що і у реальних тіл між спектральною випромінювальною здатністю E_{λ} і його спектральною поглинальною здатністю A_{λ} існує однозначна залежність. Цю залежність встановив німецький фізик Г. Кірхгоф у 1859 році і тому функціональну залежність $E_{\lambda} = f(A_{\lambda})$ називають законом Кірхгофа.

Згідно із законом Г. Кірхгофа, відношення спектральної густини потоку власного випромінювання (спектральної випромінювальної здатності) будь-якого тіла до його спектральної поглинальної здатності є величина постійна і дорівнює спектральній густині потоку АЧТ за тієї саме температури:

$$E_{0,\lambda} = E_{\lambda}/A_{\lambda}.$$

Тому спектральна випромінювальна здатність тіла дорівнює

$$E_{\lambda} = E_{0,\lambda} \cdot A_{\lambda}. \quad (9.37)$$

Порівнюючи вирази (9.36) і (9.37), можна зробити висновок про те, що спектральна поглинальна здатність дорівнює спектральному ступеню чорноти:

$$A_{\lambda} = \varepsilon_{\lambda}. \quad (9.38)$$

Рівність (9.38) є наслідком закону Кірхгофа і строго виконується при локальній термодинамічній рівновазі між випромінюванням і речовиною, що на практиці виконується не завжди. Однак справедливості допущення про локальну термодинамічну рівновагу в розрахунках радіаційного теплообміну підтверджується результатами експериментів.

Закон Ламберта. Закон Ламберта встановлює залежність енергії, що випромінюється, від напрямку випромінювання. Відповідно до закону Ламберта, випромінювальна здатність абсолютно чорного тіла в цьому напрямку дорівнює добутку випромінювальної здатності цього тіла в напрямку нормалі до поверхні на косинус кута між напрямками

$$E_{0\varphi} = E_{0n} \cdot \cos\varphi,$$

де $E_{0\varphi}$ і E_{0n} – випромінювальна здатність у напрямку, який визначається кутом φ і в напрямку нормалі до поверхні, відповідно; φ – кут між напрямками потоків.

Оскільки випромінювальна здатність абсолютно чорного тіла в напрямку нормалі в $\pi = 3,14$ разів менше сумарної випромінювальної здатності в усіх напрямках, тоді для сірих тіл

$$E_{\varphi} = \frac{\varepsilon}{\pi} c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \cos \varphi. \quad (9.39)$$

Закон Ламберта справедливий для абсолютно чорного тіла і для сірих шорсткуватих тіл за $\varphi = 0^\circ - 60^\circ$.

Поняття сірого тіла. Густина потоку власного випромінювання тіла у вузькому елементарному спектральному діапазоні $d\lambda$ – спектральну густину теплового потоку – можна розрахувати, за формулою (9.36):

$$E_{\lambda} = \varepsilon_{\lambda} \cdot E_{0,\lambda} = \varepsilon_{\lambda} \cdot \frac{c_1}{\lambda^5 \left[\exp\left(\frac{c_2}{\lambda T}\right) - 1 \right]}. \quad (9.40)$$

Потім, експериментально встановивши залежність спектрального ступеня чорноти від довжини хвилі та температури $\varepsilon_{\lambda} = f(\lambda, T)$ для конкретного матеріалу, можна знайти і випромінювальну здатність реального тіла:

$$E = \int_0^{\infty} \varepsilon_{\lambda} \cdot E_{0,\lambda} d\lambda = \int_0^{\infty} E_{\lambda} d\lambda.$$

Такий підхід до розрахунку власного випромінювання реальних тіл доволі складний через необхідність експериментального визначення спектрів випромінювання реальних тіл, які за цієї температури залежать не тільки від природи речовини, а й від його структури і стану поверхні. Тому з метою спрощення інженерних розрахунків випромінювання реальних тіл моделюють випромінюванням ідеального *сірого тіла*.

Випромінювання сірого тіла має всі властивості випромінювання абсолютно чорного тіла. Разом із тим спектр випромінювання сірого тіла подібний до спектру випромінювання АЧТ (штрихова лінія на рис. 9.4, а), а його спектральна густина потоку випромінювання E_{λ} менше спектральної густини потоку випромінювання абсолютно чорного тіла $E_{0,\lambda}$ в однакове число разів. Іншими словами, спектральний ступінь чорноти сірого тіла за цієї температури не залежить від довжини хвилі $\varepsilon_{\lambda} = \text{const}$ (штрихова лінія на рис. 9.4, б) і дорівнює інтегральному ступеню чорноти сірого тіла $\varepsilon = \varepsilon_{\lambda} = \text{const}$.

Густина потоку власного випромінювання (випромінювальна здатність) сірого тіла дорівнюватиме:

$$E = \int_0^{\infty} \varepsilon_{\lambda} \cdot E_{0,\lambda} d\lambda = \int_0^{\infty} E_{\lambda} d\lambda = \varepsilon \cdot E_0$$

або з урахуванням закону Стефана – Больцмана остаточно отримаємо:

$$E = \varepsilon \cdot \sigma_0 \cdot T^4 = \varepsilon \cdot c_0 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4 = c \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4, \quad (9.41)$$

де $\sigma_0 = 5,67 \times 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – постійна Стефана-Больцмана; $c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла; $c = \varepsilon \cdot c_0$ – коефіцієнт випромінювання сірого тіла, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$; ε – інтегральний ступінь чорноти (ступінь чорноти) сірого тіла.

З формули (9.41) випливає, що інтегральний ступінь чорноти дорівнює відношенню випромінювальної здатності сірого тіла E до випромінювальної здатності абсолютно чорного тіла E_0 :

$$\varepsilon = E/E_0.$$

Густина власного радіаційного потоку сірого тіла дорівнює:

$$E = \varepsilon \cdot E_0. \quad (9.42)$$

Інтегральний ступінь чорноти сірого тіла (ступінь чорноти) залежить від природи тіла, стану його поверхні й температури.

Закон Кірхгофа для сірого тіла набуває вигляду:

$$E_0 = E/A, \quad (9.43)$$

а формулюється так: «Відношення густини потоку власного випромінювання (випромінювальної здатності) сірого тіла до його поглинальної здатності є величина постійна і дорівнює густині потоку власного випромінювання абсолютно чорного тіла за умови рівності температур обох тіл» [18].

З виразів (9.42) і (9.43) випливає, що ступінь чорноти сірого тіла дорівнює його поглинальній здатності:

$$\varepsilon = A.$$

Променистий теплообмін при горінні. У камерах згорання теплових двигунів (ДВС, ГТД), у котельних топках відбувається інтенсивний обмін променистою енергією між продуктами згорання палива і оточуючими їх стінками.

При горінні вуглеводневого палива полум'я не прозоре, має жовтувате забарвлення. Непрозорість полум'я зумовлена вмістом у ньому великої кількості розпечених дрібних твердих включень вуглецю, золи, важких вуглеводнів та інших частинок. Хоча розміри цих часток невеликі (від 0,05 мм до 0,25 мм), але в окремих випадках завдяки великій їхній кількості випромінювальна здатність продуктів згорання істотна. Оцінити променистий теплообмін такого полум'я в камері згорання дуже складно. На сьогодні більш повно вивчено питання променистого теплообміну між високотемпературним полум'ям і його оболонкою.

Гази, як і тверді тіла, здатні випромінювати і поглинати променисту енергію. Однак цей процес для газів має деякі особливості, а саме:

- випромінювальною і поглинальною здатністю володіють здебільшого багатоатомні (трьох і більше) газу (CO_2 , H_2O , NH_3 і т.д.);
- будь-який газ випромінює і поглинає енергію всім своїм обсягом;
- спектри випромінювання трьохатомних газів, на відміну від спектрів випромінювання сірих тіл, мають різко виражений селективний характер.

Одно- і двоатомні газу практично не випромінюють і не поглинають променисту енергію.

Кількість випромінюваної, а, отже, і енергії, що поглинається газу, залежить від товщини газового шару, концентрації випромінюючих молекул і температури газу. У практиці розрахунків випромінювання газів зазвичай доводиться мати справу не з плоским шаром, а з деяким обсягом газу різної форми. Тому для оцінки впливу об'єму на випромінювання вводять умовну величину, яка називається еквівалентною товщиною шару випромінювального середовища l , під якою розуміють радіус газової півсфери, що випромінює енергію на елемент поверхні, розташованої в центрі заснування і має таку ж міру чорноти, як і розглянутий обсяг газу. У першому наближенні можна прийняти:

$$l = \frac{3,6V}{F},$$

де V – обсяг, що займає газ; F – площа поверхні оболонки.

Концентрацію випромінюючих молекул в об'ємі завжди можна виразити парціальним тиском P_i . Експериментально доведено, що парціальний тиск і еквівалентна товщина шару в однаковій мірі впливають на випромінювальну здатність газів, тобто випромінювання залежить від їхнього добутку. Крім того, випромінювальна здатність газів пропорційна температурі в ступені менше четвертої. Якщо для газів у формулі розрахунку випромінювальної здатності зберегти закон четвертого ступеня температури, то необхідно вважати ступінь чорноти газу функцією не тільки добутку $P_i \cdot l$, а й температури, тобто

$$E = \varepsilon_r \cdot c_0 \cdot \left(\frac{T_r}{100}\right)^4, \quad (9.44)$$

де $\varepsilon_r = f(P_i l, T)$.

Під час розрахунків за формулою (9.44) величину ε_r визначають за графіками, побудованими на підставі експериментальних досліджень.

Якщо високотемпературна суміш газів знаходиться в оболонці, яка має властивості сірого тіла, тоді частина теплового випромінювання газів поглинається цією оболонкою, а частина його відбивається. Відображена оболонкою енергія частково поглинається газом, а частково знову потрапляє на поверхню оболонки. Результуюча

густина променистого теплового потоку між газом і оболонкою в цьому випадку може бути визначена за виразом:

$$q_{\text{л}} = \varepsilon_{\text{г}} \cdot \varepsilon_{\text{ст.еф}} \cdot c_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{г}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right], \quad (9.45)$$

де $\varepsilon_{\text{г}}$ – ступінь чорноти суміші газів; $\varepsilon_{\text{ст.еф}}$ – ефективний ступінь чорноти стінки.

З урахуванням багаторазового поглинання і відображення променевої енергії стінкою значення $\varepsilon_{\text{ст.еф}}$ обчислюється за формулою:

$$\varepsilon_{\text{ст.еф}} = 0,5(\varepsilon_{\text{ст}} + 1),$$

де $\varepsilon_{\text{ст}}$ – «звичайний» ступінь чорноти стінки.

Ступінь чорноти для різних матеріалів наведена в таблиці 9.2.

Таблиця 9.2 – Ступінь чорноти для деяких матеріалів

Назва матеріалу	$t, \text{ } ^\circ\text{C}$	ε
Алюміній полірований	225–575	0,039–0,057
Залізо поліроване	425–1 020	0,144–0,377
Золото, ретельно поліроване	225–635	0,018–0,035
Мідь, окислена за 600 $^\circ\text{C}$	200–600	0,57–0,87
Окис міді	800–1 100	0,60–0,54
Розплавлена мідь	1 075–1 275	0,16–0,13
Молибденова нитка	725–2 600	0,096–0,292
Нікель технічно чистий, полірований	225–375	0,07–0,087
Хромонікель	125–1 034	0,64–0,76
Ртуть дуже чиста	0–100	0,09–0,12
Свинець сірий, окислений	25	0,281
Срібло поліроване, чисте	225–625	0,019 8–0,032 4
Хром	100–1 000	0,08–0,26
Оцинковане листове залізо блискуче	28	0,228
Азбестовий картон	24	0,96
Вода	0–100	0,95–0,963
Гіпс	20	0,903
Дуб струганий	20	0,895
Лак чорний матовий	40–95	0,96–0,98
Лак білий	40–95	0,80–0,95
Олійні фарби різних кольорів	100	0,92–0,96
Гумова тверда, лощена пластина	23	0,945
Скло гладке	22	0,937

У теплотехнічних розрахунках найчастіше зустрічаються з випромінюванням суміші газів, що складаються з молекул CO_2 і H_2O .

Для визначення ступеня чорноти такої суміші газів поширеним є рівняння:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \varepsilon_{\text{CO}_2} \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} \quad (9.46)$$

Останній доданок у виразі (15.64) враховує ефект взаємного поглинання енергії молекулами CO_2 і H_2O .

Значення ступеня чорноти газу CO_2 знаходять по експериментальною залежністю $\varepsilon_{\text{CO}_2} = f(P_{\text{CO}_2}, l, T)$, рисунок 9.5 (T – температура суміші газів, К; l – еквівалентна товщина шару, м; P_{CO_2} – парціальний тиск вуглекислого газу, МПа).

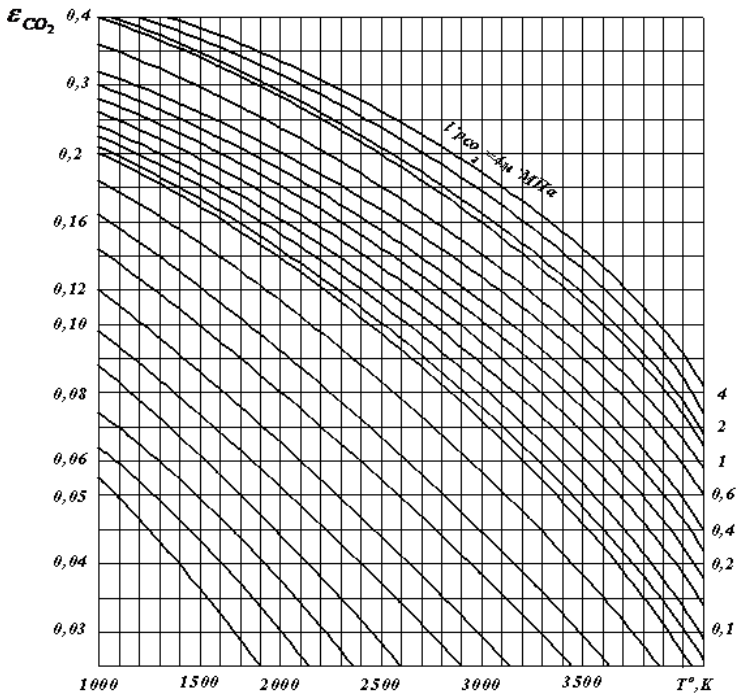


Рисунок 9.5 – Значення ступеня чорноти газу CO_2

Оскільки на ступінь чорноти водяної пари більш значний вплив має парціальний тиск порівняно з впливом наведеної довжини променя, тоді для обчислення використовують співвідношення

$$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = \varepsilon_{0 \text{ H}_2\text{O}} \cdot \beta_{\text{H}_2\text{O}}$$

де $\epsilon_{0\text{H}_2\text{O}}$ – «нульовий» ступінь чорноти водяної пари, відповідний парціальному тиску $P_{\text{H}_2\text{O}}$; $\beta_{\text{H}_2\text{O}}$ – коефіцієнт, що враховує збільшення випромінювальної здатності водяної пари через розширення смуг випромінювання зі збільшенням $P_{\text{H}_2\text{O}}$.

Для визначення $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ використовують експериментальні залежності $\epsilon_{0\text{H}_2\text{O}} = f(P_{\text{H}_2\text{O}}l, T)$ і $\beta_{\text{H}_2\text{O}} = f(\bar{P}_{\text{H}_2\text{O}}, P_{\text{H}_2\text{O}}l)$, що наведені на рисунках 9.6 та 9.7.

Розглянута схема обчислення променистого теплового потоку від продуктів згоряння до стінки придатна для газу з однорідним складом і однаковою температурою поперек камери згоряння.

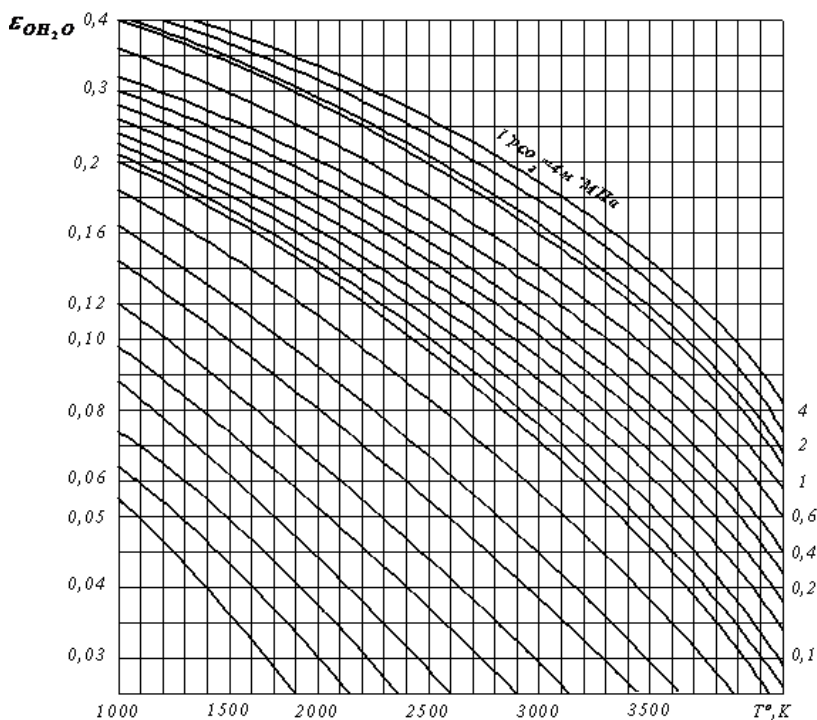


Рисунок 9.6 – Експериментальна залежність $\epsilon_{0\text{H}_2\text{O}} = f(P_{\text{H}_2\text{O}}l, T)$

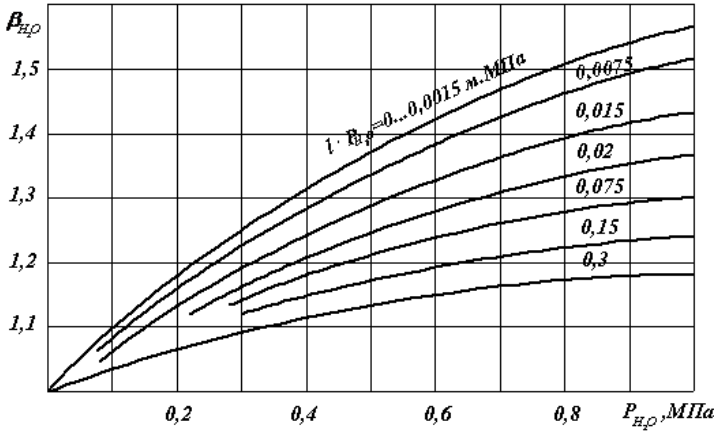


Рисунок 9.7 – Експериментальна залежність $\beta_{H_2O} = f(\bar{P}_{H_2O}, P_{H_2O}l)$

Теплові потоки сонячної радіації. Найпотужнішими джерелами променевої енергії є Сонце і зірки. З поверхні Сонця щосекунди випромінюється енергія, що відповідає $3,8 \times 10^{26}$ Дж. Приблизно половина цієї енергії припадає на видимий спектр випромінювання, інша частина – на інфрачервоний й теплові промені.

Кількість сонячної енергії, що падає на одиницю нормальної до променів поверхні, що знаходиться за межами атмосфери, в одиницю часу, називається *сонячною постійною*. Сонячна постійна залежить від відстані до Сонця, і на верхній шар атмосфери доводиться в середньому 1353 Вт/м^2 . До Землі доходить значно менше енергії, оскільки вона поглинається атмосферою, відбивається хмарами, заломлюється в повітрі. Незважаючи на це, променистий потік від Сонця на поверхню Землі в безхмарний день значний. Наприклад, сонячна батарея (фотоелектричний генератор) площею в 1 м^2 з коефіцієнтом корисної дії 15 % видає в безхмарний день 0,25 кВт електроенергії.

Випромінювання, що досягає Земної поверхні, складається з *прямого* і *дифузійного*. Прямим випромінюванням називається випромінювання від Сонця, що надходить без зміни його напрямку. Дифузним (або розсіяним) випромінюванням називається сонячне випромінювання після зміни його напрямку внаслідок відображення і розсіювання атмосферою (у похмуру погоду переважає дифузне випромінювання). Сумарний потік сонячного випромінювання, що отримується горизонтальною поверхнею на Землі, називається *інсоляцією*.

Ефективність сонячного колектора. ККД сонячного колектора – це співвідношення корисної термічної енергії та одержуваної сонячної енергії. Крім теплових втрат, у деяких випадках відбуваються оптичні втрати. Оптичний ККД визначає, який відсоток випромінювання через прозоре покриття потрапляє на колектор і поглинається абсорбером.

ККД сонячних колекторів у першому наближенні може бути розрахований за такою формулою:

$$\eta = \eta_0 - \frac{k \cdot \Delta T}{E}, \quad (9.47)$$

де η_0 – номінальний (оптичний) ККД установки за нормальних умов; k – коефіцієнт, що залежить від типу і теплоізоляції колектора; ΔT – різниця температур теплоносія і навколишнього повітря ($^{\circ}\text{C}$); E – інсоляція ($\text{Вт}/\text{м}^2$).

ККД сучасних колекторів виражають формулою:

$$\eta = \eta_0 - \frac{k_1 \cdot \Delta T}{E_g} - \frac{k_2 \cdot \Delta T^2}{E_g}, \quad (9.48)$$

де E_g – густина сумарного сонячного випромінювання, що падає на колектор, $\text{Вт}/\text{м}^2$; η_0 – ККД колектора за $\Delta T = 0$ $^{\circ}\text{C}$ (здебільшого ця величина дорівнює добутку пропускну здатності скла φ та поглинальної здатності абсорбера As); значення коефіцієнта k_2 так само, як і k_1 , залежить від конструкції колектора.

У фізичному сенсі ККД виражає відношення теплової енергії, відведеної від одного робочого тіла за допомогою циркулюючого через колектор теплоносія, до падаючої на нього сумарної променевої енергії.

Сучасні виробники колекторів вимірюють ККД експериментально для кожної конкретної конструкції. Потім проводиться кореляція отриманих значень з урахуванням наведеного вище рівняння. В інженерних розрахунках необхідно враховувати, що ККД змінює своє значення протягом дня і року, залежно від температури колектора і температури навколишнього середовища, а також від інтенсивності падаючого випромінювання.

Розрахунок сонячної системи. Для заданої кількості гарячої води можна обчислити необхідну площу колекторів за формулою:

$$A = \frac{1,16 \cdot G \cdot (t_{w2} - t_{w1})}{\eta \cdot \Sigma g_i}, \quad (9.49)$$

де G – маса води (кг), що нагрівається від температури t_{w1} до температури t_{w2} , $^{\circ}\text{C}$; Σg_i – сумарна сонячна енергія, прийнята за день 1 м^2 сонячного колектора, ($\text{Вт} \cdot \text{год}$)/ м^2 ; η – ККД колектора.

ККД колектора може розраховуватися за формулою:

$$\eta = 0,8 \left(\eta_0 - \frac{9 \cdot U \cdot (t_1 + \frac{t_2}{2} - t_e)}{\Sigma g_i} \right), \quad (9.50)$$

де U – коефіцієнт втрат за паспортними даними ($\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$); t_1 і t_2 – температура теплоносія на вході та на виході сонячного колектора; t_e – температура навколишнього середовища, $^\circ\text{C}$.

Площа сонцепоглиняльної поверхні колекторів (*сонцепоглиняльна поверхня сонячного колектора* – площа поверхні сонячного колектора, через яку передається сонячна енергія теплоносію) установки без дублерів (*дублер* – традиційне джерело теплоти для підігріву води, що отримується в установці сонячного гарячого водопостачання) A , м^2 , варто визначати за формулою:

$$A = \frac{G}{\eta \Sigma g_i}, \quad (9.51)$$

де G – добова витрата гарячої води в системі гарячого водопостачання, кг ; g_i – годинна продуктивність установки, віднесена до 1 м^2 поверхні сонячного колектора, $\text{кг}/\text{м}^2$; i – розрахункові години роботи установки, год; η – ККД колектора.

За нерівномірного споживання гарячої води за місяцями в установках без дублерів розрахунок площі сонячних колекторів потрібно виконувати за величиною добової витрати гарячої води кожного місяця і приймати найбільшу з отриманих площ.

Годинна продуктивність установки визначається за формулою:

$$g_i = \frac{0,86 \cdot U_{\text{нав}}}{\ln \frac{t_{\text{max}} i - t_1}{t_{\text{max}} i - t_2}}, \quad (9.52)$$

де $U_{\text{нав}}$ – наведений коефіцієнт теплових втрат сонячного колектора (*наведений коефіцієнт теплових втрат сонячного колектора* – добуток коефіцієнта ефективності колектора на повний коефіцієнт втрат), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, у разі відсутності паспортних даних може бути прийнятий $8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ для односкляних колекторів і $5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ – для двоскляних; t_1 і t_2 – температура теплоносія на вході та на виході сонячного колектора, $^\circ\text{C}$.

Температура на виході визначається за формулою:

$$t_2 = t_{w2} + 5 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (9.53)$$

де t_{w2} – необхідна температура гарячої води.

Температура на вході визначається за формулою:

$$t_1 = t_{w1} + 5 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (9.54)$$

де t_{w1} – температура холодної води.

В одноконтурних системах – $t_1 = t_{w1}$ и $t_2 = t_{w2}$.

Рівноважна температура (*рівноважна температура* – максимальна температура пластини колектора за відсутності корисного відведення теплоти) кожної години $t_{\text{max}i}$ визначається за формулою:

$$t_{\text{max}i} = \frac{q_{\theta i}}{U + t_{ei}}, \quad (9.55)$$

де $q_{\theta i}$ – наведена інтенсивність сонячної радіації, що поглинена (наведена інтенсивність сонячної радіації, що поглинена – добуток ефективності сонячного колектора на інтенсивність поглиненої радіації), Вт/м²; t_{ei} – температура зовнішнього повітря, °С.

Примітка. За відсутності в технічних характеристиках сонячних колекторів величини сонцепоглиняльної поверхні її потрібно приймати рівною 0,90–0,95 габаритної площі колектора.

Площа сонцепоглиняльної поверхні колекторів установок з природною циркуляцією теплоносія варто визначати за формулою (9.51), а годинну продуктивність установки g_i , кг/м², за формулою:

$$g_i = \frac{0,86 \cdot (q_{\theta i} - U_{\text{нав}}(t_{1i} - t_{ei}))}{1 + \frac{5 \cdot U_{\text{нав}}}{q_{\theta i} - U_{\text{нав}}(t_{1i} - t_{ei})}}. \quad (9.56)$$

В одноконтурних установках температура на вході t , °С, визначається за формулою:

$$t_{1i} = t_{1,i-1} + 10^{-2} \cdot g_i \cdot V, \quad (9.57)$$

де V – питомий об'єм бака-акумулятора (обсяг бака на 1 м² площі сонячного колектора), приймається рівним 0,06 для II, 0,07 – для III та 0,08 м³/м² – для IV кліматичного району.

У двоконтурних установках температура води на вході приймається на 5 °С вище, визначеної за формулою (9.57).

У першу годину роботи установки температура на вході приймається рівною температурі води у баку-акумуляторі.

При відхиленні сонячних колекторів від південної орієнтації до 15° кількість поглиненої радіації знижується на 5%, при відхиленні до 30° – 10%.

Площу сонцепоглиняльної поверхні установок з дублером потрібно визначати за формулою:

$$A = \frac{1,16 \cdot G \cdot (t_{w2} - t_{w1})}{\eta \cdot \sum g_i}, \quad (9.58)$$

де g_i – інтенсивність падаючої сонячної радіації в площині колектора, Вт/м², визначається в інтервалі від 8 год до 17 год для сонячних колекторів південній орієнтації. При відхиленні від півдня на схід або захід на кожні 15° інтервал часу починається раніше або пізніше на 1 год; η – ККД установки сонячного гарячого водопостачання. Коефіцієнт корисної дії установки визначається за формулою:

$$\eta = 0,8 \left(\theta - \frac{9 \cdot U_{\text{нав}} - 0,5 \cdot (t_1 - t_2) - t_e}{\sum g_i} \right), \quad (9.59)$$

де θ – наведена оптична характеристика колектора (наведена оптична характеристика колектора – добуток коефіцієнта ефективності колектора на поглиняльну здатність пластин колектора і на пропускну здатність прозорого покриття). За відсутності паспортних даних може

бути прийнята рівною 0,73 для одностячних колекторів і 0,63 – для двостячних; t_e – середня денна температура повітря, °С.

Якщо максимальна годинна теплопродуктивність установки сонячного гарячого водопостачання з примусовою циркуляцією вище потрібної за графіком водорозбору, тоді в установках необхідно влаштувати баки-акумулятори. Об'єм бака-акумулятора V , м³, повинен визначатися за добовими графіками підігріву води в установці та водоспоживання, а у разі їхньої відсутності залежно від кліматичного району за формулою $V = (0,06 - 0,08)A$, приймається більше значення для IV кліматичного району.

При змінній витраті теплоносія в теплоприймальному контурі (*теплоприймальний контур* – контур, у якому відбувається нагрівання теплоносія безпосередньо сонячною енергією) і контурі води, що нагрівається, підбір насосів проводиться за максимальної величини витрати.

Під час проектування установок зі змінною витратою теплоносія розрахунок теплообмінників потрібно здійснювати за середньогодинними значеннями витрат води та теплоносія.

Розрахунок економії палива шляхом використання сонячної енергії B , т у.п./рік, потрібно проводити за формулою:

$$B = 0,0342 \frac{Q_{\text{рік}}}{\eta_{\text{пот}}}, \quad (9.60)$$

де $Q_{\text{рік}}$ – сумарна кількість теплоти, ГДж/рік, вироблена установкою сонячного гарячого водопостачання за сезон (рік); $\eta_{\text{пот}}$ – ККД джерела теплоти, що заміщає.

Розрахунок інтенсивності сонячної радіації. Розрахунок установки сонячного гарячого водопостачання виконується за годинними сумами прямої і дифузійної сонячної радіації та температури зовнішнього повітря. Інтенсивність падаючої сонячної радіації для будь-якого просторового положення сонячного колектора і кожної години світлового дня q_i , Вт/м², потрібно визначати за формулою:

$$q_i = I_S \cdot I_S + P_D \cdot I_D, \quad (9.61)$$

де I_S – інтенсивність прямої сонячної радіації, що падає на горизонтальну поверхню, Вт/м²; I_D – інтенсивність дифузійної сонячної радіації, що падає на горизонтальну поверхню, Вт/м²; P_S і P_D – коефіцієнти положення сонячного колектора для прямої і дифузійної радіації.

Коефіцієнт положення сонячного колектора для дифузійної радіації варто визначати за формулою:

$$P_D = \cos^2 \frac{b}{2}, \quad (9.62)$$

де b – кут нахилу сонячного колектора до горизонту.

Коефіцієнт положення сонячного колектора P_S для прямої сонячної радіації варто визначати за таблицею 9.3.

Таблиця 9.3 – Середньомісячні значення P_S для сонячних колекторів південної орієнтації при різних кутах їх нахилу до горизонту

Кут нахилу колектора до горизонту $b, ^\circ$	Місяць											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Широта місцевості 40°												
25	1,76	1,49	1,30	1,13	1,04	1	1,01	1,08	1,22	1,4	1,66	1,85
40	2,24	1,72	1,36	1,11	0,97	0,90	0,93	1,03	1,24	1,55	2,03	2,45
55	2,46	1,79	1,33	1,03	0,86	0,78	0,81	0,94	1,17	1,56	2,18	2,72
90	2,30	1,48	0,91	0	0	0	0	0	0,75	1,17	1,96	2,61
Широта місцевості 45°												
30	2,14	1,71	1,42	1,19	1,07	1,02	1,04	1,13	1,30	1,56	1,96	2,31
45	2,86	1,99	1,49	1,17	1,00	0,92	0,95	1,08	1,33	1,74	2,47	3,27
60	3,13	2,07	1,45	1,09	0,89	0,8	0,84	0,99	1,26	1,76	2,66	3,64
90	3,04	1,81	0,99	0,71	0	0	0	0	0,89	1,37	2,5	3,63
Широта місцевості 50°												
35	2,77	2,01	1,57	1,27	1,11	1,05	1,08	1,19	1,42	1,79	2,44	3,12
50	4,06	2,38	1,56	1,24	1,04	0,95	0,98	1,33	1,44	2	3,22	5,27
65	4,46	2,47	1,61	1,16	0,93	0,82	0,87	1,04	1,37	2,02	3,47	5,9
90	4,46	2,26	1,3	0,84	0	0	0	0,72	1,06	1,77	3,36	6,04
Широта місцевості 55°												
40	4	2,47	1,79	1,37	1,17	1,09	1,12	1,26	1,56	2,11	3,27	4,91
55	3,37	2,99	1,87	1,34	1,09	0,99	1,03	1,21	1,59	2,38	4,81	5,85
70	9,29	3,11	1,83	1,26	0,98	0,87	0,91	1,11	1,51	2,41	5,2	6,4
90	9,52	2,95	1,57	1	0,73	0	0	0,84	1,26	2,2	5,17	6,45
Широта місцевості 60°												
45	7,53	3,23	2,08	1,49	1,25	1,15	1,19	1,36	1,76	2,59	5,03	14,42
60	8,85	4,11	2,18	1,46	1,16	1,04	1,09	1,30	1,80	2,96	13,71	17,29
75	9,57	4,28	2,13	1,38	1,05	1,92	0,97	1,12	1,7	3,01	15	18,99
90	9,64	4,16	1,92	1,16	0,85	0,74	0,77	1,01	1,52	2,85	15,26	19,39

Наведену інтенсивність поглиненої сонячної радіації q_{θ_i} , Вт/м², потрібно визначати за формулою:

$$q_{\theta_i} = 0,96(P_S \cdot I_S \cdot \theta_S + P_D \cdot I_D \cdot \theta_D), \quad (9.63)$$

де θ_S і θ_D – відповідно наведені оптичні характеристики сонячного колектора для прямої і дифузійної сонячної радіації. За відсутності

паспортних даних можуть бути прийняті: $\theta_S = 0,74$; $\theta_D = 0,64$ – для односкляних і $\theta_S = 0,63$; $\theta_D = 0,42$ – для двоскляних сонячних колекторів.

Річний ККД і сумарна кількість теплоти, що вироблено установкою. Річний (сезонний) ККД визначається за графіком залежно від площі сонячних колекторів \bar{A} , м²/(ГДж·доб.), і ємністю бака-акумулятора \bar{V} , м³/(ГДж·доб.), що припадає на одиницю добового теплового навантаження гарячого водопостачання, які обчислюються за формулами:

$$\bar{A} = \frac{10^6 A}{4,19 \cdot G(t_{w2} - t_{w1})} \text{ та } \bar{V} = \frac{10^6 V}{4,19 \cdot G(t_{w2} - t_{w1})}. \quad (9.64) \text{ та } (9.65)$$

Сумарна кількість теплоти Q , ГДж/рік, що вироблено установкою, визначається за формулою:

$$Q_{\text{рік}} = A \cdot \eta \cdot \sum q_i. \quad (9.66)$$

Важливими перевагами сонячної енергії є її поновлюваність, нешкідливість для навколишнього середовища і відсутність необхідності в засобах її доставки. Обмежене використання сонячної енергії на території України пов'язане з малою щільністю променистого потоку, його нерівномірністю через зміну дня і ночі та зміну погоди. Проте вирішення проблем, пов'язаних із концентрацією сонячної енергії та її акумуляцією, відкриває широкі перспективи для використання цього виду невичерпної енергії.

9.5 Диференціальне рівняння теплопровідності

Диференціальне рівняння теплопровідності вивів французький вчений Фур'є в 1814 році і тому це рівняння носить його ім'я.

Якщо помістити тіло, наприклад нескінченну пластину завтовшки δ і початковою температурою T_0 , в гаряче середовище з температурою $T_{\text{рід}}$ (рис. 9.8), то пластина, отримуючи енергію від гарячої середовища, буде нагріватися, і її температура змінюється з плином часу в кожній точці тіла в інтервалі температур від T_0 до $T_{\text{рід}}$.

У загальному випадку тривимірне нестационарне температурне поле $T = f(x, y, z, \tau)$ знаходять вирішенням диференціального рівняння (ДР) теплопровідності. Висновок ДР теплопровідності заснований на законі збереження енергії для елементарного об'єму тіла і використовує закон Фур'є для зв'язку теплового потоку та температурного поля. Фур'є описує процеси, які при теплопровідності протікають в кожному елементарному об'ємі тіла:

– поглинання теплової енергії під час нагрівання або виділення теплоти під час його охолодження;

– проходження теплоти через елементарний об'єм тіла транзитом;
 – виділення або поглинання теплоти шляхом дії внутрішніх джерел або стоків теплоти потужністю q_v .

У векторній формі запису диференціальне рівняння теплопровідності має вигляд:

$$c' \frac{\partial T}{\partial \tau} = \text{div}(\lambda \text{grad}(T)) + q_v, \quad (9.67)$$

де $c' = \rho \cdot c$ – питома об'ємна теплоємність, Дж/(м³·К);
 ρ – щільність, кг/м³; c – питома масова теплоємність, Дж/(кг·К).
 Диференціальне рівняння теплопровідності відносять до класу диференціальних рівнянь у приватних похідних параболічного типу.

Вирішуючи диференціальне рівняння (9.67) з відповідними умовами однозначності, знаходять температурне поле $T(x, \tau)$, тому можна зробити висновок про те, що диференціальне рівняння теплопровідності встановлює зв'язок між *просторовим* і *тимчасовим зміними* температури.

Вид формул для операторів дивергенції (div) і градієнта (grad) залежить від вибору системи координат. Наприклад, у декартовій системі координат диференціальне рівняння теплопровідності набуде вигляду:

$$c' \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_v, \quad (9.68)$$

або, приймаючи допущення про незалежність фізичних властивостей речовини від температури [$c', \lambda, \rho \neq f(T)$]:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c'}, \quad (9.69)$$

де a – коефіцієнт температуропровідності, м²/с.

Для спрощення диференціальне рівняння Фур'є для тіл найпростішої форми (нескінченна пластина, нескінченний циліндр і куля або сфера) може вирішуватися з постійними фізичними коефіцієнтами:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x_1^2} + \frac{k-1}{x_1} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x_1} \right) + \frac{q_v}{c'}, \quad (9.70)$$

де x_1 – перша координата в ортогональній системі координат: $x_1 = x$ у декартовій системі координат, $x_1 = r$ у циліндричній та сферичній

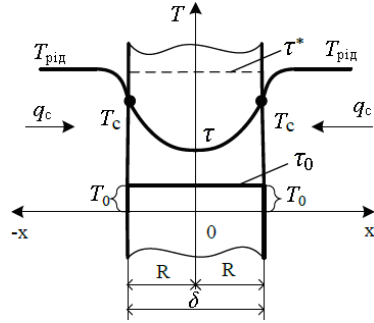


Рисунок 9.8 – Нагрівання пластины в середовищі з температурою T_{riid} : τ_0 – початок нагрівання; τ – місцевий час нагрівання; τ^* – час, за якого температура тіла дорівнює температурі навколишнього середовища T_{riid}

системах координат; k – коефіцієнт форми тіла: $k = 1$ – нескінченна пластина; $k = 2$ – нескінченний циліндр; $k = 3$ – куля.

За відсутності в системі внутрішніх джерел або стоків теплоти ($q_v = 0$) диференціальне рівняння Фур'є для тіл найпростішої форми записують у такий спосіб:

- нескінченна пластина ($k = 1$): $\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x_1^2}$;
- нескінченний циліндр ($k = 2$): $\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right)$;
- куля або сфера ($k = 3$): $\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right)$.

За незмінних умов теплообміну (постійних температурах рідин, що омивають тіло з різних боків, і постійних коефіцієнтах теплопровідності) на границях тіла його температурне поле у якійсь точці часу перестає змінюватися в часі та настає *стаціонарний режим* теплопровідності, який для тіл найпростішої форми описується при дії внутрішніх джерел теплоти рівнянням Пуассона:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x_1^2} + \frac{k-1}{x_1} \cdot \frac{\partial T}{\partial x_1} + \frac{q_v}{\lambda} = 0, \quad (9.71)$$

або, якщо $q_v = 0$, рівнянням Лапласа:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x_1^2} + \frac{k-1}{x_1} \cdot \frac{\partial T}{\partial x_1} = 0. \quad (9.72)$$

Для розрахунку температурного поля в процесі стаціонарної теплопровідності зручно рівняння (9.72) записати в так званій дивергентній формі:

$$\frac{1}{x_1^{k-1}} \cdot \frac{d}{dx_1} \left(x_1^{k-1} \cdot \frac{dT}{dx_1} \right) = 0. \quad (9.73)$$

У результаті вирішення одновимірною диференціального рівняння для стаціонарного процесу теплопровідності знаходять температурне поле у вигляді $T(x_1)$ або $T(x)$ – у декартовій системі координат і $T(r)$ – у циліндричній та сферичній системах координат.

9.6 Алгоритм розрахунку теплопередачі через непроникні стінки

Відповідно до класифікації задач тепломасообміну існують дві постановки задачі розрахунку теплопередачі: *пряма* та *зворотна*.

Під час розв'язання *прямой* задачі розрахунку теплопередачі знаходять температурне поле і тепловий потік через стінку при заданих умовах однозначності – відомих коефіцієнтах теплопровідності, геометричних і теплофізичних параметрах об'єкта дослідження. У цьому випадку необхідно додатково знати температуру в двох будь-яких точках конкретної області теплообміну.

Під час розв'язання *оберненої* задачі розрахунку теплопередачі знаходять один із параметрів однозначності: товщину i -го шару стінки δ_i , коефіцієнт теплопровідності матеріалу i -го шару стінки λ_i , коефіцієнти тепловіддачі α_1 або α_2 . Для розв'язання *оберненої* задачі теплопередачі повинна бути задана температура в двох точках конкретної розрахункової області теплообміну і тепловий потік (питомий тепловий потік).

Алгоритм розв'язання прямої задачі:

1. На першому етапі розв'язання прямої задачі розраховують термічні опори всіх *елементарних* ділянок (елементарних шарів) теплопередачі:

- тепловіддачі від гарячого флюїду до стінки;
- теплопровідності всіх шарів стінки;
- тепловіддачі від стінки до холодної рідини.

2. Потім за формулою теплопередачі визначають поверхневу густину теплового потоку (q) для плоскої стінки, лінійну густину теплового потоку (q_l) для циліндричної стінки за двома заданими температурами і термічного опору ділянки між цими температурами:

а) плоска стінка

$$q = \frac{\Delta T_i}{R_{t,i}} = \frac{\Delta T_k}{R_{t,k}} = const;$$

б) циліндрична стінка

$$q_l = \frac{\Delta T_i}{R_{l,i}} = \frac{\Delta T_k}{R_{l,k}} = const,$$

де $\Delta T_k = \sum_{i=1}^k \Delta T_i$ – перепад температур на заданій ділянці теплопередачі; ΔT_i – перепад температур на i -му елементарному шарі теплопередачі; $R_{t,k} = \sum_{i=1}^k \Delta R_{t,i}$ та $R_{l,k} = \sum_{i=1}^k \Delta R_{l,i}$ – термічні опори плоскої та циліндричної стінок розрахункової ділянки теплопередачі між заданими температурами; $R_{t,i}$ ат $R_{l,i}$ – термічні опори плоскої і циліндричної стінок i -го елементарного шару теплопередачі; k – число елементарних шарів на розрахунковій ділянці між заданими температурами.

3. На третьому етапі розрахунку теплопередачі знаходять невідомі температури в цій області теплопередачі. Для цього обирають ділянку теплообміну так, щоб на одній з його меж була відома температура, а на іншій – шукана. Потім за формулою теплопередачі для стінки заданої форми знаходять невідому температуру, попередньо розрахувавши термічний опір вибраної ділянки теплообміну.

Алгоритм розв'язання оберненої задачі:

1. Під час розв'язання *оберненої* задачі теплопередачі через стінку тепловий потік або питомий тепловий потік – задана за умовою задачі

величина. Тому відразу знаходять термічний опір ділянки теплопередачі між заданими температурами:

а) плоска стінка

$$R_{t,i} = \frac{\Delta T_i}{q} \text{ або } R_{t,k} = \frac{\Delta T_k}{q};$$

б) циліндрична стінка

$$R_{t,i} = \frac{\Delta T_i}{q_l} \text{ або } R_{t,k} = \frac{\Delta T_k}{q_l}.$$

2. На другому етапі розв'язання оберненої задачі розрахунок теплопередачі через стінку за відомим термічним опором знаходять (залежно від мети розрахунку) один із параметрів однозначності: товщину шару стінки δ або коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки λ або один із коефіцієнтів тепловіддачі α_1 або α_2 .

3. Якщо за умовою задачі потрібно розрахувати невідомі температури в заданій області теплопередачі, то необхідно виконати пункти 1 і 3 алгоритму розв'язання прямої задачі.

Примітка. Якщо температура другого теплоносія більше за температуру першого теплоносія ($T_{w2} > T_{w1}$), то і в цьому випадку розрахунок теплопередачі застосовуються всі вказані вище формули без зміни. Негативне значення теплового потоку, яке виходить в розрахунку, свідчить про те, що тепловий потік спрямований проти осі абсцис.

9.7 Умови однозначності, необхідні для вирішення диференціального рівняння Фур'є

Диференціальне рівняння теплопровідності, як і будь-яке інше диференціальне рівняння, має незлічену безліч рішень.

Для виділення з безлічі рішень єдиного рішення цього рівняння, відповідного єдиного явища теплопровідності, мають бути задані такі параметри:

– розміри розрахункової області: геометричні розміри і форма тіла, а також час τ для нестационарного процесу. Необхідно зазначити, що час процесу може бути задано неявно з якої-небудь додаткової умови, наприклад, як час нагрівання або охолодження тіла до досягнення теплової рівноваги тіла з навколишнім середовищем;

– фізичні властивості речовини: коефіцієнт теплопровідності (λ), питома об'ємна теплоємність (c') або питома масова теплоємність (c), щільність (ρ), коефіцієнт температуропровідності (a);

– закон розподілу внутрішніх джерел теплоти в заданій розрахунковій області тіла $q_v(x_i, \tau)$. За відсутності внутрішніх джерел $q_v = 0$;

– Крайові умови, які задають початковий розподіл температури в заданій розрахунковій області й умови теплообміну на границі цієї області.

Початкова умова (ПУ). Перед початком розрахунку процесу нестационарної теплопровідності необхідна інформація про розподіл температури в об'ємі тіла у деякий момент часу, прийнятий за початок відліку, або початковий момент часу (момент часу $\tau = 0$). У початковий момент часу повинна бути задана функція:

$$T(x_i, \tau = 0) = T_0(x_i) \text{ або } T(x_i, 0) = T_0(x_i), \quad (9.74)$$

де x_i – система координат.

В окремому випадку, при однаковій температурі по всьому об'єму тіла в початковий момент часу, для тіл найпростішої форми початкова умова набирає вигляду:

$$T(x_i, 0) = T_0 = \text{const}. \quad (9.75)$$

Необхідно відзначити, що для задач стаціонарної теплопровідності завдання початкової умови не має сенсу.

Граничні умови (ГУ). У розрахунках теплообміну застосовують чотири типи граничних умов, які називають родами. Граничні умови теплообміну необхідно ставити, як на зовнішній поверхні тіла (зовнішні ГУ), так і, при розташуванні границі розрахункової області всередині тіла, на внутрішній границі (внутрішні ГУ).

Граничні умови першого і другого родів можуть бути зовнішніми і внутрішніми, граничні умови третього роду – тільки зовнішні граничні умови, граничні умови четвертого роду – внутрішні граничні умови для системи твердих тіл. Граничні умови четвертого роду можна задавати і на зовнішній поверхні твердого тіла на границі його контакту з текучою рідиною, швидкість якої в області вузького підшару прикордонного шару практично дорівнює нулю.

Граничні умови першого роду. Граничні умови I роду задають значення температури на границі розрахункової області $T|_c$ та закон її зміни в часі τ :

$$T|_c = T_c(\tau). \quad (9.76)$$

В окремому випадку температура на границі розрахункової області після миттєвої зміни від початкової температури T_0 до температури T_c може залишатися незмінною в часі:

$$T|_c = T_c = \text{const}. \quad (9.77)$$

Наприклад, якщо координати розрахункової області дорівнюють $x = 0$ і $x = R$ за незмінної в часі температури на границях розрахункової області (рис. 9.9), граничні умови *I роду* записують у вигляді:

$$T_c(0,0) = T_{c1} = \text{const}; T_c(R,0) = T_{c2} = \text{const}.$$

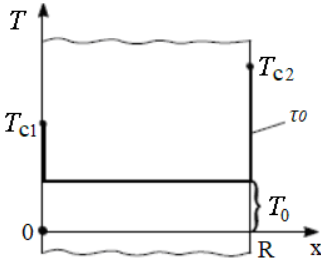


Рисунок 9.9 – Граничні умови *I роду*

Граничні умови другого роду.

Граничні умови *II роду* задають тепловий потік (поверхневу густину теплового потоку) на границі розрахункової області:

$$q|_c = q_c(\tau),$$

де $q|_c$ – тепловий потік, що йде в процесі теплопровідності від поверхні всередину тіла; $q_c(\tau)$ – тепловий потік, що надходить на поверхню твердого тіла з навколишнього середовища залежно від часу.

Застосовуючи для розрахунку щільності теплового потоку $q|_c$ закон теплопровідності – закон Фур’є, граничні умови *II роду* можна записати у вигляді:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} |_c = q_c(\tau)$$

або в загальному випадку з урахуванням знака градієнта температури і знака теплового потоку в заданій системі координат:

$$\pm \lambda \frac{\partial T}{\partial n} |_c = q_c(\tau),$$

де n – координата, спрямована по нормалі до межі розрахункової області.

В окремому випадку тепловий потік (густина теплового потоку q_c) може залишатися незмінним у часі:

$$\pm \lambda \frac{\partial T}{\partial n} |_c = q_c = \text{const}.$$

Наприклад, за симетричного нагрівання нескінченної пластини постійним тепловим потоком густиною q_c з урахуванням позитивного знака градієнта температури ($\text{grad}T$ спрямований уздовж осі Ox) та негативного знака теплового потоку (q спрямований проти осі Ox) граничні умови *II роду* на правій межі розрахункової області ($x = R$) набувають вигляду (рис. 9.10):

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial x} |_{x=R} = q_c.$$

На лівій межі розрахункової області ($x = 0$) для випадку тепловий потік дорівнює нулю в точці екстремуму функції $T(x)$ і тому граничні умови *II роду* записують у вигляді:

$$\frac{\partial T}{\partial x} |_{x=0} = 0.$$

Граничні умови третього роду.

Граничні умови III роду задають температуру зовнішнього середовища, що оточує тіло, і закон теплообміну між середовищем (оточенням) і поверхнею тіла. Випадок теплообміну на границі твердого тіла, який описують граничні умови III роду, найчастіше зустрічається на практиці. Як закон теплообміну між навколишнім тіло середовищем і поверхнею тіла найчастіше в інженерних розрахунках використовують закон тепловіддачі – закон Ньютона:

$$q|_c = \alpha \cdot \Delta T,$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі; $\Delta T = |T_{\text{рід}} - T_c|$ – перепад температур між оточенням і поверхнею тіла; $T_{\text{рід}}$ – температура навколишнього середовища; T_c – температура поверхні тіла. Згадаймо, що в загальному випадку тепловіддача відбувається конвекцією і випромінюванням.

Застосовуючи для розрахунку щільності теплового потоку $q|_c$ основний закон теплопровідності, граничні умови з урахуванням знака градієнта температури і знака перепаду температур в заданій системі координат III роду можна записати у вигляді:

$$\pm \lambda \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_c = \alpha \cdot \Delta T,$$

де n – координата, спрямована по нормалі до поверхні тіла.

Наприклад, за симетричного нагрівання нескінченної пластини в навколишньому середовищі з постійною температурою $T_{\text{рід}}$ з урахуванням позитивного знака градієнта температури ($\text{grad}T$ спрямований уздовж осі Ox) та негативного знака теплового потоку (q спрямований проти осі Ox) граничні умови III роду на поверхні тіла ($x = R$) набувають вигляду (рис. 9.11):

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=R} = \alpha \cdot (T_c - T_{\text{рід}})$$

або з урахуванням того, що під час нагрівання $T_{\text{рід}} > T_c$:

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=R} = \alpha \cdot (T_{\text{рід}} - T_c).$$

У розрахунках теплопровідності використовують безрозмірну форму записи граничних умов III роду, яка в загальному випадку має вигляд:

$$\pm \frac{\partial \Theta}{\partial X} \Big|_c = Bi \cdot \Theta_c,$$

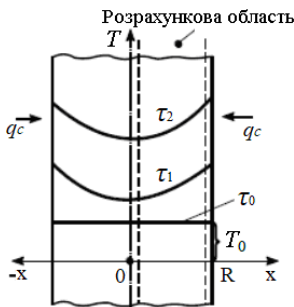


Рисунок 9.10 – Граничні умови II роду

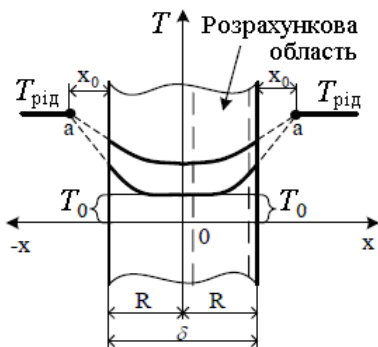


Рисунок 9.11 – Граничні умови III роду

де $\Theta = \frac{T_{\text{рид}} - T}{T_{\text{рид}} - T_0}$ – безрозмірна (відносна надлишкова) температура; $X = x_1/R$ – безрозмірна координата; R – характерний або визначальний розмір тіла; $Bi = \alpha R/\lambda_c$ – критерій Біо (Biot); λ_c – коефіцієнт теплопровідності твердого тіла.

Критерій Біо, або безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі, – визначальний критерій в завданнях теплопровідності. Від величини

критерію Біо залежить інтенсивність процесу теплопровідності. Фізичний сенс критерію Біо можна розкрити, записавши його формулу у вигляді:

$$Bi = \frac{\alpha}{(\lambda_c/R)} \text{ або } Bi = \frac{(R/\lambda_c)}{(1/\alpha)}. \quad (9.78) \text{ або } (9.79)$$

Аналізуючи формулу (9.78), можна дійти висновку про те, що критерій Біо характеризує відношення інтенсивності зовнішнього теплообміну (α) до інтенсивності внутрішнього теплообміну (λ/R). З іншого боку, як це показує формула (9.79), критерій Біо вивчає відношення термічного опору теплопровідності (R/λ) до термічного опору тепловіддачі ($1/\alpha$).

Граничні умови четвертого роду.

Граничні умови IV роду задають умови теплообміну на границі контакту двох тіл, що складаються з різної речовини з різними фізичними властивостями. У цьому випадку в зоні ідеального контакту в обох тіл рівні температури і теплові потоки (рис. 9.12, а):

$$\begin{cases} T_I|_c = T_{II}|_c \\ q_I|_c = q_{II}|_c \end{cases}$$

або, використовуючи закон Фур'є для розрахунку теплового потоку з урахуванням знака градієнта температури і теплового потоку для обох тіл:

$$\begin{cases} T_I|_c = T_{II}|_c \\ -\lambda_I \frac{\partial T_I}{\partial x}|_c = -\lambda_{II} \frac{\partial T_{II}}{\partial x}|_c \end{cases}$$

де T_I, T_{II} – температура першого і другого тіл; $T_I|_c, T_{II}|_c$ – температура першого і другого тіл на границі ідеального контакту; λ_I, λ_{II} – коефіцієнти теплопровідності першого і другого тіл.

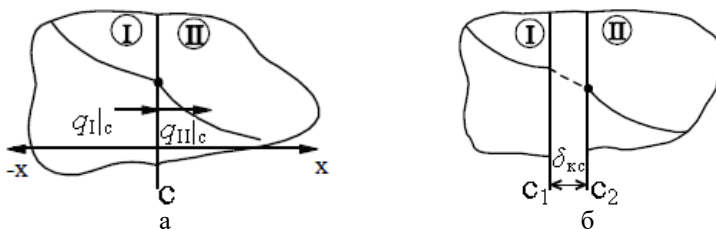


Рисунок 9.12 – Граничні умови *IV* роду:
а – ідеальний контакт; б – неідеальний контакт

Якщо контакт неідеальний і між тілами існує контактний шар товщиною δ_{kc} , заповнений речовиною з коефіцієнтом теплопровідності λ_{kc} , то в цьому випадку при допущенні квазістаціонарного процесу теплопровідності в контактному шарі, граничні умови *IV* роду записують у вигляді (рис. 9.12, б):

$$-\lambda_I \frac{\partial T_I}{\partial x} \Big|_{c_1} = \frac{\lambda_{kc}}{\delta_{kc}} (T_{c1} - T_{c2}) = -\lambda_{II} \frac{\partial T_{II}}{\partial x} \Big|_{c_2}.$$

Методи вирішення крайової задачі теорії теплопровідності.

Усі методи вирішення крайової задачі теорії теплопровідності можна розділити на дві великі групи. До першої групи відносять методи, які використовують сучасні засоби математичного аналізу, обчислювальної математики й обчислювальної техніки, тому їх називають *теоретичними методами*. До другої групи включені методи, при використанні яких, температурне поле знаходять в результаті проведення експерименту. Тому їх називають *експериментальними методами*.

Експериментальні методи поділяються на методи теорії подібності та методи аналогій. За методом теорії подібності температурне поле знаходять експериментально на моделі, в якій реалізується процес тієї ж фізичної природи, що і в об'єкті моделювання. За методом аналогій дослідження процесу теплопровідності замінюють дослідженням процесу іншої фізичної природи, який протікає аналогічно процесу теплопровідності. Ця аналогія проявляється в однаковій за формою запису диференціальних рівнянь переносу, що відносяться до різних фізичних явищ.

Теоретичні методи можна поділити на *аналітичні, чисельні, чисельно-аналітичні методи*.

Використовуючи *аналітичні методи*, вирішення отримують у вигляді кінцевої формули або нескінченного ряду. Розрізняють точні аналітичні методи (метод поділу змінних (метод Фур'є), метод інтегральних перетворень, метод конформних відображень) і

наближені аналітичні методи (різні форми варіаційних методів, метод підстановок). Точні аналітичні методи можна застосовувати тільки до вирішення лінійних завдань теорії теплопровідності.

Використовуючи *чисельні методи*, розв'язання задачі отримують у вигляді набору значень температур у дискретних точках простору в дискретні моменти часу. Наразі для вирішення завдань теплообміну чисельними методами найчастіше використовують метод сіток (метод кінцевих елементів) і метод кінцевих елементів.

Методи, які використовують аналітичні рішення для отримання значень температур у дискретних точках простору в дискретні моменти часу, називаються *чисельно-аналітичними* (метод граничних елементів, метод R-функцій, метод дискретного задоволення крайових умов).

9.8 Теорія подібності

У процесі вивчення природи застосовується два методи дослідження та опису фізичних явищ. Перший полягає в строго теоретичному розгляді проблеми на основі математичного виведення усіх її положень, опису геометричних і фізичних властивостей розглядуваної системи, а також умов її взаємодії з навколишнім середовищем, початкового стану системи (умов однозначності).

Після знаходження результату диференціального рівняння можна отримати нескінченну множину розв'язків для цілого класу фізичних явищ, що відповідають рівнянню. Не завжди вдається отримати рішення, що задовольняло б диференціальному рівнянню та умовам однозначності.

Другий метод полягає в узагальненні експериментальних даних і отриманні математичних залежностей, що описують конкретні фізичні явища. Разом із тим математичні залежності, отримані в результаті вивчення одного явища, не завжди можна використати для опису іншого явища.

Сутність *теорії подібності* полягає у використанні апарата математичної фізики, що дозволяє розглядати найбільш загальні властивості явища, характерні для всього класу явищ разом з методами експериментального вивчення одиничного явища.

Тут потрібно розрізнити таку ієрархічну структуру: клас явищ – група явищ – одиничне явище (рис. 9.13).

Явища, на які можливе поширення результатів одиничного досвіду, називаються групою явищ. Групу явищ можна отримати із класу, задавши відповідні умови однозначності. Якщо в ці умови підставити чисельні значення, отримаємо одиничне явище.

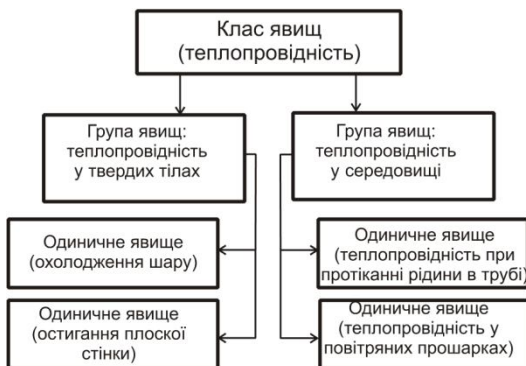


Рисунок 9.13 – Ієрархічна структура

Велике значення мають методи фізичного моделювання, засновані на теорії аналогії та розмірностей, широке використання напівемпіричних методів та експериментальних даних, результати яких обробляються за допомогою теорії подібності.

Теорія подібності дозволяє результати окремих експериментів переносити на всі випадки розглянутого явища, якщо вони подібні, навіть коли властивості рідин, геометричні розміри й швидкості руху різні.

Якщо фізична подібність – це відповідність між фізичними явищами, що виражається в тотожності їхніх безрозмірних математичних описів, то теорія подібності – це вчення про подібність явищ (процесів), що встановлює методи проведення експериментів та обробки результатів.

Термін «подібність» запозичений з геометрії. Отже, якщо відповідні кути трикутників дорівнюють, а подібні сторони пропорційні, тобто $l_1''/l_1' = l_2''/l_2' = l_3''/l_3' = C_L$, тоді ці трикутники подібні, а C_L – коефіцієнт пропорційності або коефіцієнт (число) геометричної подібності. Наведена вище умова – математичне формулювання геометричної подібності справедлива для будь-яких подібних відрізків подібних фігур (висот, медіан і т. д.). Знаючи умову подібності, можна розв'язати цілий ряд практичних задач.

Поняття подібності може бути поширене на будь-які фізичні явища. Зокрема, якщо розглядати подібність руху двох потоків рідини, можна говорити про кінематичну подібність; якщо розглядати подібність сил, що викликають подібні рухи, – про динамічну подібність; і, нарешті, якщо розглядати подібність температур і теплових потоків, – про теплову подібність.

У загальному випадку застосування теорії подібності фізичних явищ правочинно у разі виконання таких основних положень:

а) поняття подібності може бути застосовано тільки до явищ того самого роду, які якісно однакові й описуються однаковими за формою та змістом диференціальними рівняннями й граничними умовами;

б) обов'язковою передумовою подібності фізичних явищ має бути геометрична подібність систем, де ці явища протікають, тобто подібні явища завжди протікають у геометрично подібних системах;

в) під час аналізу подібних явищ зіставляти між собою можна тільки однорідні величини (такі, що мають однаковий фізичний зміст і розмірність) і подібні моменти часу (τ' і τ'' – подібні моменти часу, якщо вони мають загальну точку відліку і зв'язані перетворенням подібності, тобто $\tau'' = C_\tau \tau'$);

г) нарешті, подібність двох фізичних явищ означає подібність всіх величин, що характеризують розглянуті явища. Отже, у подібних точках простору і в подібні моменти часу будь-яка величина φ' першого явища пропорційна однорідній з нею величині другого явища, тобто $\varphi'' = C_\varphi \varphi'$.

Коефіцієнт пропорційності C_φ – постійна (константа) подібності. Кожна фізична величина має свою константу подібності C_i – (i – фізична величина).

Таким чином, фізична подібність явищ означає подібність полів однойменних фізичних величин, що визначають ці явища. Під час розгляду складних процесів, які визначаються багатьма фізичними величинами, константи подібності цих величин не можна вибирати довільно. Обмеження при їхньому виборі знаходять, досліджуючи рівняння, яке описує процес, тобто між константами подібності завжди існують строго визначені співвідношення, які виводяться з математичного опису процесів, встановлюють існування особливих величин і називаються інваріантами або критеріями подібності. Зокрема, розроблений цілий ряд критеріїв подібності, що характеризують явище перенесення тепла між рідиною та стінкою.

Отже, **критерії подібності** – безрозмірні числа, складені з розмірних фізичних величин, що визначають розглянуті фізичні явища. Для подібності останніх необхідно, щоб вони мали ту саму фізичну природу, описувалися однаковими диференціальними рівняннями і мали подібні умови однозначності. Відносно використання до таких складних явищ, як процес теплообміну, подібність можлива, якщо критерії зберігають те саме значення, тобто співвідношення між ефектами, що визначають розвиток процесу, будуть однакові.

Щоб використати теорію подібності, потрібно мати математичний опис явища, наприклад, у вигляді диференціальних рівнянь, з яких можна одержати критерії подібності. Числа подібності, складені з величин, заданих під час математичного опису процесу, – **визначальні критерії подібності**. Числа подібності, що містять обумовлену величину, – **обумовлені безрозмірні комплекси**. Їх прийнято позначати першими буквами прізвищ видатних учених, які зробили істотний внесок у вивчення процесів теплопереносу та гідродинаміки, і називати на честь цих учених, наприклад: Re – критерій (число) Рейнольдса (1842 – 1912 р.р.), Nu – критерій Нуссельта (1887 – 1957 р.р.), Pr – критерій Прандтля (1875 – 1953 р.р.) і т.д.

Кожний із критеріїв подібності має певний фізичний зміст і відповідає певному диференціальному рівнянню. Таким чином, фізичний зміст критеріїв подоби зв'язаний, зокрема, з фізичною сутністю рівнянь, що описують розглядувані фізичні явища.

Один з критеріїв подібності ми вже згадували – це критерій Рейнольдса Re , що характеризує співвідношення між інерційними силами та силами внутрішнього тертя. Інакше його називають критерієм кінематичної подібності. Отже, Критерій Рейнольдса є основною характеристикою, що визначає найбільш важливі властивості течії рідини. Як було зазначено раніше, за $Re \leq 2\,300$ ламінарна течія рідини стійка і будь-які випадково виниклі збурення потоку загасають. За $2\,300 < Re \leq 10\,000$ – ламінарна течія нестійка й під впливом збурень переходить у турбулентну. І нарешті, за $Re > 10\,000$ течія рідини набуває стійкого турбулентного характеру.

9.9 Масообмін

У природі спостерігається аналогія процесів перенесення теплоти і маси, тому формулювання основних параметрів і законів масообміну аналогічні формулюванням параметрів і законів теплообміну [37].

За наявності в середовищі неоднорідного поля концентрацій i -го компонента суміші відбувається *самовільний* і *незворотний* процес перенесення маси цього компонента в напрямку зменшення його концентрації, тобто відбувається процес *масообміну*.

Розрахунок масообміну полягає у визначенні поля концентрацій компонент суміші та *потоків маси* компонент суміші.

У розрахунках масообміну використовують об'ємну (парціальну густину) і масову (відносну) концентрації. За визначенням об'ємна

концентрація (парціальна густина) ρ_i (кг/м³) та відносна масова концентрація C_i (кг/кг) i -го компонента суміші дорівнюють:

$$\rho_i = M_i/V_{\text{сум}}; \quad (9.80)$$

$$C_i = M_i/M_{\text{сум}}, \quad (9.81)$$

де $V_{\text{сум}}$ – об'єм суміші, м³; $M_{\text{сум}}$ – маса суміші, кг.

Порівнюючи вирази (9.80) і (9.81), отримуємо функціональний зв'язок відносної (масової) концентрації i -го компонента суміші C_i та його парціальної густини (об'ємної концентрації) ρ_i :

$$C_i = \rho_i/\rho \text{ або } \rho_i = \rho \cdot C_i, \quad (9.82)$$

яка випливає з співвідношення $\rho = M_{\text{сум}}/V_{\text{сум}}$ – густина суміші, кг/м³.

Поле концентрацій i -го компонента суміші є сукупністю значень концентрацій цього компонента суміші у всіх точках цієї розрахункової області та в часі.

Залежно від способу завдання концентрації поле концентрацій i -го компонента суміші позначають як $\rho_i(x_j, \tau)$ або $C_i(x_j, \tau)$.

Поле концентрації залежно від числа координат x_j може бути тривимірним, двовимірним і одновимірним. Поле концентрації, що змінюється в часі, називають *нестационарним*, і навпаки, поле концентрацій, що не змінюється з плином часу – *стационарним*.

Для кількісного опису процесу перенесення маси використовують поняття *потіку маси* і *густини потоку маси* певної компоненти суміші.

Потік маси i -го компонента суміші дорівнює масі цього компонента, яка проходить через задану і нормальну до напрямку поширення маси поверхню в одиницю часу:

$$m_i = n_0 \frac{dM_i}{d\tau}, \quad (9.83)$$

де m_i – потік маси i -го компонента суміші, кг/с; n_0 – одиничний вектор нормалі; M_i – маса i -го компонента суміші, кг; τ – час, с.

Густина потоку маси i -го компонента суміші дорівнює масі цього компонента, яка проходить через задану і нормальну до напрямку поширення маси одиничну площинку в одиницю часу або дорівнює потоку маси, що проходить через задану одиничну площинку:

$$j_i = n_0 \frac{d^2 M_i}{d\tau \cdot dF} = \frac{dm}{dF}, \quad (9.84)$$

де j_i – густина потоку маси i -го компонента суміші, кг/(с·м²); F – площа поверхні масообміну, м².

За стационарного режиму масообміну і за однакових умов масообміну на всій поверхні F потік маси і густина потоку маси не змінюються в часі, тому їх розраховують за формулами:

$$m_i = M_i/\tau; \quad j_i = \frac{M_i}{(\tau \cdot F)} = m_i/F. \quad (9.85)$$

Як і за перенесення теплоти, в природі існують два механізми масоперенесення: *дифузійний* і *конвективний*.

Дифузійне масоперенесення. Згідно з молекулярно-кінетичною теорією механізм дифузії компонент суміші полягає у взаємному проникненні мікрочастинок (атомів, молекул, іонів) різних сортів у результаті їхнього руху в бік зменшення своєї концентрації. За наявності змінного поля концентрацій дифузія існує в твердих, рідких і газоподібних середовищах. У разі окремого протікання процесів теплообміну і масообміну зв'язок між густиною потоку маси і полем концентрації встановлює закон Фіка:

$$j_i = -D_i \cdot \text{grad}(\rho_i) \quad (9.86)$$

або

$$j_i = -\rho D_i \cdot \text{grad}(C_i), \quad (9.87)$$

де D_i – коефіцієнт дифузії i -го компонента суміші, м²/с; $\text{grad}(\rho_i)$ – градієнт парціальної густини, (кг/м³)/м; $\text{grad}(C_i)$ – градієнт відносної концентрації, (кг/кг)/м.

Знак мінус у формулах (9.86) і (9.87) вказує на протилежні напрямки потоку маси і градієнта концентрації.

Градієнт концентрації i -ої компоненти суміші – вектор, спрямований по нормалі до поверхні рівних концентрацій у бік збільшення концентрації та чисельно, рівний зміні концентрації на одиницю довжини.

Конвективний масоперенесення. Під час руху суміші спільно з дифузією відбувається конвективне масоперенесення. У цьому випадку густина потоку маси i -ої компоненти суміші дорівнює сумі дифузійній та конвективній його складових:

$$j_{i,\text{КМО}} = j_{i,\text{диф}} + j_{i,\text{конв}} = -\rho D_i \cdot \text{grad}(C_i) + \rho w C_i, \quad (9.88)$$

де $j_{i,\text{КМО}}$ – густина потоку маси при конвективному масообміні, кг/(с·м²); $j_{i,\text{диф}}$ – густина молекулярного дифузійного потоку маси, кг/(с·м²); $j_{i,\text{диф}} = \rho w C_i$ – густина конвективного потоку маси, кг/(с·м²); w – швидкість руху рідини, м/с; C_i – масова (відносна) концентрація i -ої компоненти суміші, кг/кг.

Якщо в розрахунках масообміну використовують парціальну густину i -ої компоненти суміші ρ_i , тоді в цьому випадку вираз (9.88) набуває вигляду:

$$j_{i,\text{КМО}} = j_{i,\text{диф}} + j_{i,\text{конв}} = -D_i \cdot \text{grad}(\rho_i) + w \rho_i, \quad (9.89)$$

Конвективний масообмін може відбуватися, як в об'ємі рідкого або газоподібного тіла, так і на межі поділу фаз в області прикордонного шару. У цьому випадку говорять про процес *масовіддачі*.

Масовіддача – це процес масообміну на межі поділу фаз:

– між твердою стінкою і навколишнім текучим середовищем (крапельною рідиною або газом);

– між крапельною рідиною та газом.

Аналогічно закону тепловіддачі Ньютона закон масовіддачі записують у вигляді

$$j_{i,w} = \beta(\rho_{i,\text{рід}} - \rho_{i,w}) = \beta \cdot \rho(C_{i,\text{рід}} - C_{i,w}) =, \quad (9.90)$$

де $j_{i,w}$ – густина потоку маси i -го компонента суміші, що надходить на поверхню або відходить з поверхні, кг/(с·м²);

β – коефіцієнт масовіддачі, м/с; $\rho_{i,j}$ і $\rho_{i,w}$ – парціальні густини i -ої компоненти суміші в текучому середовищі та на поверхні розділу фаз, кг/м³; $C_{i,\text{рід}}$ і $C_{i,w}$ – масові (відносні) концентрації i -ої компоненти суміші в текучому середовищі та на поверхні розділу фаз, кг/кг; ρ – густина суміші, кг/м³.

Значення коефіцієнтів масовіддачі в інженерних розрахунках знаходять за емпіричними формулами, отриманими в результаті обробки численних експериментальних даних.

Контрольні запитання

1. Назвіть і дайте визначення основних видів теплообміну. У чому їхня принципова відмінність?
2. Основні характеристики теплопровідності.
3. Рівняння Фур'є. Теплоізоляційні властивості матеріалів.
4. Що таке умови однозначності, прямі й зворотні задачі теплопровідності?
5. Наведіть основні рівняння стаціонарної теплопровідності для плоскої і циліндричної стінок.
6. Поясніть причини вимушеної і природної конвекції.
7. Що таке турбулентний і ламінарний режими руху робочого тіла?
8. Які поняття і визначення лежать в основі теорії подібності?
9. Що таке тепловіддача, теплопередача й складний теплообмін?
10. Що таке молекулярна дифузія?
11. Що таке конвективне масоперенесення?

10 СКЛАДНИЙ ТЕПЛООБМІН

10.1 Тепловіддача та теплопередача

Як зазначалось, теплообмін – самовільний необоротний процес перенесення теплоти в просторі з неоднорідним розподілом температури. Існує три різних за своєю природою види теплообміну: теплопровідність (кондукція), конвективний теплообмін (конвекція) і променевий (радіаційний) теплообмін.

На практиці (у реальних умовах) теплообмін або теплоперенесення здійснюється всіма трьома вказаними способами. У цьому випадку він має назву *складного теплообміну*, а складові теплоперенесення – теплопровідність, конвекція та випромінювання є частиною загальної передачі теплоти від одного теплоносія (робочого тіла, середовища) іншому, зокрема, через роздільну стінку або поверхню. Таке перенесення теплоти прийнято називати *теплопередачею*.

У такий спосіб теплота передається через огорожувальні конструкції будинків і споруд, а також у всіх безперервно діючих енергетичних установках і теплотехнічному обладнанні (котлах, печах, водо- і повітрянагрівачах, сушарках, пропарювальних камерах, холодильних установках та інших теплообмінних апаратах).

У цьому випадку розрахунок теплопередачі полягає у визначенні кількості теплоти, що передається в одиницю часу від одного теплоносія до іншого (пряма задача). Якщо потрібно визначити необхідну площу поверхні стінки між рідинами для передачі заданої кількості теплоти, то вирішується зворотна задача.

Основним завданням є розрахунок температур на поверхнях кожного шару огорож (теплової ізоляції) та визначення їхньої оптимальної товщини, виходячи з умови не перевищення максимальних значень температур і допустимих втрат теплоти.

10.2 Теплопередача через стінку

Розрахунок теплопередачі через огорожувальні конструкції та теплову ізоляцію базується на загальних положеннях теплообміну через стінки (плоскі, циліндричні, одношарові, багатшарові і т. ін.).

Розглянемо теплопередачу через плоску й циліндричну стінки для умов стаціонарного режиму.

Одношарова плоска стінка. Тепло передається від гарячої рідини з температурою t'_p до холодної рідини, що має температуру t''_p , через плоску однорідну стінку з теплопровідністю λ (рис. 10.1). Стінка має товщину δ , що значно менше лінійних розмірів площі її поверхні F . Це дозволяє знехтувати втратами теплоти з торців стінки.

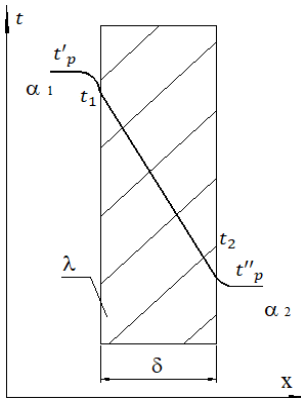


Рисунок 10.1 – Температурне поле в плоскій стінці

Розглянемо процес теплопередачі в цьому випадку, який поєднує всі розглянуті вище елементарні процеси. Спочатку тепло передається від гарячого теплоносія t'_p до однієї з поверхонь шляхом конвективного теплообміну $\alpha_{до}$, що може супроводжуватися випромінюванням $\alpha_{л}$. Інтенсивність процесу тепловіддачі характеризується коефіцієнтом тепловіддачі $\alpha_1 = \alpha_{до} + \alpha_{л}$.

Відзначимо, що енергія випромінювання значно нижча, ніж енергія конвективного теплообміну. Тому в практичних розрахунках найчастіше вона не враховується.

Від поверхні стінки з температурою t_1 до іншої (з температурою t_2) тепло передається теплопровідністю. Нарешті, тепло шляхом конвективного теплообміну, що характеризується коефіцієнтом тепловіддачі α_2 , знову передається від поверхні стінки до холодної рідини.

За стаціонарного режиму тепловий потік $Q = q \cdot F$ (q – питомий тепловий потік) у всіх трьох процесах однаковий, а перепад температур між гарячою і холодною рідинами складається з трьох складових:

$$\begin{cases} t'_p - t_1 = q \cdot \frac{1}{\alpha_1} \\ t_1 - t_2 = q \cdot \frac{\delta}{\lambda} \\ t_2 - t''_p = q \cdot \frac{1}{\alpha_2} \end{cases} \quad (10.1)$$

і може бути представлений як:

$$\Delta t = t'_p - t''_p = q \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right), \quad (10.2)$$

Звідси шукана величина густини теплового потоку:

$$q = \frac{\Delta t}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = k \cdot \Delta t, \quad (10.3)$$

а тепловий потік – $\underline{Q} = k \cdot F \cdot \Delta t$, де

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (10.4)$$

Коефіцієнт k – коефіцієнт теплопередачі. Він має ту саму розмірність, що й α (Вт/м²°С) і визначає потужність теплового потоку, що проходить від одного теплоносія до іншого через одиницю поверхні стінки, що розділяє ці теплоносії за різниці температур між ними в один градус.

У знаменнику формули (10.4) $\frac{\delta}{\lambda} = R_2$ – термічний опір теплопровідності, а складові $\frac{1}{\alpha_1} = R_1$ та $\frac{1}{\alpha_2} = R_3$ – термічні опори тепловіддачі ($\frac{1}{\alpha_1}$ – від гарячої рідини до стінки, а $\frac{1}{\alpha_2}$ – від стінки до холодної рідини). Сума термічних опорів $\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}\right)$ – величина, зворотна коефіцієнту теплопередачі, називається термічним опором теплопередачі. Зазвичай позначається R , тобто:

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} = R_1 + R_2 + R_3. \quad (10.5)$$

Одиницями вимірювання k та R слугують відповідно (Вт/м²°С) і (м²°С/Вт).

Аналогічно можна записати залежності питомого теплового потоку через багатшарову плоску стінку, що складається з декількох шарів товщиною $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \dots, \delta_n$ з відповідними теплопровідностями $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_n$. У цьому разі термічний опір теплопередачі складе:

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2} \text{ або } R = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (10.6)$$

а вираз для визначення коефіцієнта теплопередачі матиме вигляд:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (10.7)$$

З формули (10.7) видно, що величина k завжди менше кожної з величин α_1 та α_2 і, якщо термічні опори шарів малі порівняно з $\frac{1}{\alpha_1}$ й $\frac{1}{\alpha_2}$, тоді:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}. \quad (10.8)$$

З рівності (10.8) випливає, що найбільший вплив на k має той коефіцієнт тепловіддачі, що значно менший від іншого: наприклад, за $\alpha_1 \ll \alpha_2 \ll \alpha_1 \ll \delta/\lambda$ $k \approx \alpha_1$.

Для встановлення температур поверхонь стінки t_1 , t_2 достатньо підставити знайдене значення густини теплового потоку q у рівність (10.1):

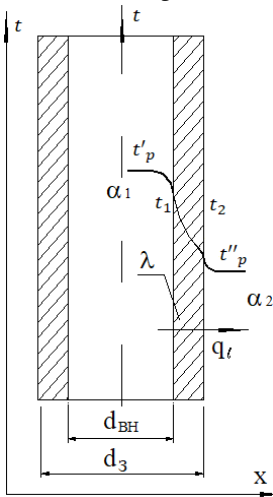
$$\begin{cases} t_1 = t'_p - q \cdot \frac{1}{\alpha_1}; \\ t_2 = t'_p - q \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} \right); \\ t_2 = t''_p + q \cdot \frac{1}{\alpha_2}. \end{cases} \quad (10.9)$$

Циліндрична стінка. Основний конструктивний елемент теплових мереж та інших трубопроводів різного призначення. Тому цей випадок має велике практичне значення.

Методично визначення теплового потоку через циліндричну стінку аналогічне вище розглянутому випадку теплопередачі через плоску стінку.

Розглянемо циліндричну стінку з внутрішнім діаметром d_{BH} і зовнішнім d_3 , які достатньо малі порівняно з довжиною L (рис. 10.2). Це дозволяє зневажати втратами теплоти через торці стінки. Внутрішня поверхня омивається гарячим теплоносієм з параметрами t'_p і α_1 , зовнішня – більш холодним t''_p і α_2 .

Температури t'_p та t''_p незмінні, стінки труби однорідні. Матеріал стінок має коефіцієнт теплопровідності λ , t_1 та t_2 незмінні температури на внутрішній і зовнішній поверхні стінки. Процес теплопередачі стаціонарний, тобто лінійна густина теплового потоку q від більш нагрітого теплоносія до більш холодного буде постійна, відповідно, дорівнює:



$$\begin{cases} q_l = \pi d_{BH} \alpha_1 (t'_p - t_1) \\ q_l = \frac{2\pi\lambda}{\ln \frac{d_3}{d_{BH}}} (t_1 - t_2) \\ q_l = \pi d_3 \alpha_2 (t_2 - t''_p) \end{cases} \quad (10.10)$$

Звідси можна записати:

$$\begin{aligned} t'_p - t''_p = \Delta t = q_l & \\ & = \left[\frac{1}{\pi d_{BH} \alpha_1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_3}{d_{BH}} + \frac{1}{\pi d_3 \alpha_2} \right] \end{aligned}$$

Рисунок 10.2 – Температурне поле в циліндричній стінці

і визначити лінійний тепловий потік через стінку:

$$q_l = \frac{\Delta t}{\frac{1}{\pi d_{BH} \alpha_1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_3}{d_{BH}} + \frac{1}{\pi d_3 \alpha_2}}, \quad (10.11)$$

або

$$q_l = k_l \Delta t, \quad (10.12)$$

де k – лінійний коефіцієнт теплопередачі:

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\pi d_{\text{ВН}} \alpha_1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_3}{d_{\text{ВН}}} + \frac{1}{\pi d_3 \alpha_2}}. \quad (10.13)$$

У цьому випадку чисельне значення k_l визначає потужність теплового потоку, що проходить від одного теплоносія до іншого через 1 м довжини труби, якщо різниця температур між теплоносіями дорівнює одному градусу [39].

Потужність теплового потоку, передана через трубу довжиною L , становить $Q = q_l \cdot L = k_l \cdot L \cdot \Delta t$, а лінійний термічний опір теплопередачі буде дорівнювати:

$$R_l = \frac{1}{\pi d_{\text{ВН}} \alpha_1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_3}{d_{\text{ВН}}} + \frac{1}{\pi d_3 \alpha_2} = R_1 + R_2 + R_3. \quad (10.14)$$

Для багатошарової циліндричної стінки вираз (10.14) набере такого вигляду:

$$R_l = \frac{l}{\pi d_l \alpha_l} + \sum_{i=1}^n \frac{l}{2\pi \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{l}{\pi d_{n+1} \alpha_2}. \quad (10.15)$$

де d_i – внутрішній діаметр, n – кількість шарів. Тоді коефіцієнт k_l буде дорівнювати:

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\pi d_{n+1} \alpha_2}}. \quad (10.16)$$

Подані вище вирази (10.10) – (10.11) дозволяють знайти значення температур поверхні циліндричної стінки:

$$\begin{cases} t_1 = t'_p - q_l \frac{1}{\pi d_{\text{ВН}} \alpha_1} \\ t_2 = t'_p - q_l \left[\frac{1}{\pi d_{\text{ВН}} \alpha_1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_3}{d_{\text{ВН}}} \right] \\ t_2 = t''_p + q_l \frac{1}{\pi d_3 \alpha_2} \end{cases} \quad (10.17)$$

10.3 Теплова ізоляція

Наведені вище загальні положення теплопередачі лежать в основі розрахунку теплової ізоляції огорожувальних конструкцій, будинків і споруд, теплопроводів різного призначення та інших теплотехнічних об'єктів. Для зменшення теплопередачі необхідно збільшити термічний опір $R = 1/k$, де k – коефіцієнт теплопередачі, обумовлений, як було показано вище, умовами конвективного теплообміну та теплопровідністю розглянутого конструктивного елемента (наприклад,

λ/δ у випадку плоскої стінки, де λ – коефіцієнт теплопровідності, δ – товщина стінки).

Таким чином, достатньо збільшити термічний опір, наприклад, $R_1 = 1/\alpha_1$, $R_2 = \delta/\lambda$, $R_3 = 1/\alpha_2$, що можна зробити по-різному. У більшості випадків під час проектування, виготовлення та експлуатації різних теплових систем і огорожувальних конструкцій будинків це досягається шляхом застосування теплової ізоляції (захисту).

Узагалі теплова ізоляція – будь-яке допоміжне покриття, що знижує втрати теплоти в навколишній простір. Крім цього переслідуються дві основні мети (разом або роздільно): економія енергоресурсів (зниження втрат теплоти) або створення можливості здійснення технологічних процесів і санітарних умов праці. У кожному конкретному випадку підхід до вибору й розрахунку теплової ізоляції може бути різним. Для розв'язання першої задачі головне – економічні міркування, другої – вимоги технології та санітарії [40, 41].

Тут потрібно звернути увагу на розходження між коефіцієнтами теплопровідності λ , тепловіддачі α_1 і теплопередачі K , що багато в чому визначає вибір і розрахунок теплової ізоляції. Коефіцієнти теплопередачі – суть розрахункова величина, обумовлена коефіцієнтами тепловіддачі обох поверхонь теплоізоляції і її термічним опором. Коефіцієнт теплопередачі ніколи не може перевищити α_1 , α_2 , λ/δ .

Як теплоізоляцію можна застосовувати будь-які матеріали з низькою теплопровідністю. Однак до теплоізоляційних відносяться матеріали, що мають $\lambda < 0,2$ Вт/(м·°С) за температури 50–100 °С.

Багато теплоізоляційних матеріалів застосовуються в їхньому природному стані: азбест, слюда, дерево, пробка, торф, земля, пісок і т. п. Однак більшість отриманих шляхом спеціальної обробки природних матеріалів становить різноманітні суміші. Асортименти теплоізоляційних матеріалів найрізноманітніші (шлакова вата, зоноліт, азбозурит, конвель, совеліт, базальтвоволокнисті матеріали і т. п.) залежно від вихідних матеріалів і технології їхньої переробки. Широке застосування знаходять альфольева ізоляція, головний елемент якої – герметичні порожнини, заповнені повітрям для зменшення природної конвекції, а також алюмінієва фольга – екран для зменшення тепловіддачі.

Коефіцієнт теплопровідності λ залежить від пористості матеріалів. Чим вона вище, тим нижче λ . У той же час збільшення пористості (зменшення щільності ρ) істотно впливає на вагові властивості матеріалів, які необхідно враховувати під час вибору теплової ізоляції. Потрібно також враховувати механічні властивості матеріалів, їхню здатність поглинати вологу, витримувати високу температуру.

Якщо температура об'єкта, що ізолюється, висока, застосовується багатошарова ізоляція, зокрема з різних матеріалів. Доволі складною є ізоляція об'єктів, що експлуатуються у вологих приміщеннях і за низьких температурах. У міру насичення матеріалу вологою його теплопровідність істотно зростає (чим нижче температура, тим вище теплопровідність). Таким чином, теплопровідні властивості можуть різко погіршитися. Якщо теплопровідність сухого ізолятора $\lambda = 0,02\text{--}0,08 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$, то теплопровідність води $\lambda_{\text{в}} = 0,5\text{--}0,7 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$, а льоду $\lambda_{\text{л}} = 2,5 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$). Щоб уникнути насичення матеріалу вологою, застосовують спеціальні конструктивні рішення.

Розглянемо більш докладно формулу (10.15), що визначає лійний термічний опір циліндричної стінки і з якої видно, що зі збільшенням зовнішнього діаметра d_3 зростає термічний опір теплопровідності $R_2 = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_3}{d_{\text{вн}}}$ і зменшується термічний опір тепловіддачі від стінки до холодної рідини $R_3 = \frac{1}{\pi \cdot d_3 \cdot \alpha_2}$.

Отже, залежно від товщини стінки ($d_{\text{вн}} = \text{const}$, $d_3 = \text{var}$) її термічний опір буде збільшуватися або зменшуватися. За певного значення зовнішнього діаметра d_3 , що називається критичним, термічний опір стінки R матиме мінімальне значення, і кількість теплоти, передана в цьому випадку від внутрішнього середовища до зовнішнього, буде максимальною.

Для визначення критичного діаметра $d_{3\text{кр}}$ візьмемо похідну від термічного опору циліндричної стінки R при змінному d_3 і прирівняємо її до нуля. У результаті одержимо:

$$\left(\frac{\partial R}{\partial d_3}\right)_{d_{\text{вн}}} = \frac{\partial R_2}{\partial d_3} + \frac{\partial R_3}{\partial d_3} = \frac{1}{2\pi\lambda} \cdot \frac{1}{d_3} - \frac{1}{\pi d_3^2 \alpha_2},$$

$$d_{3\text{кр}} = \frac{2\lambda}{\alpha_2}. \quad (10.18)$$

У формулі (10.18) $d_{3\text{кр}}$ – деяке екстремальне значення зовнішнього діаметра труби, за якого сумарний термічний опір стінки виявляється найменшим, а теплопередача найбільшою.

Доречно нагадати, що в теорії подібності співвідношення між конвекцією і теплопровідністю (перенесення тепла на межі тіла із середовищем) визначається критерієм подібності Біо, що має вигляд:

$$Bi = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (10.19)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі на поверхні тіла, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$; λ – коефіцієнт теплопровідності конкретного тіла, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$; l – визначальний розмір (для труби – діаметр).

Виходячи з (10.18) і (10.19), можна встановити, що критичний діаметр $d_{3\text{ КР}}$ відповідає критерію Біо, що дорівнює:

$$Bi_{\text{КР}} = \frac{\alpha_2 \cdot (d_3)_{\text{КР}}}{\lambda} = 2. \quad (10.20)$$

При діаметрі труб $d_3 > d_{3\text{ КР}}$ збільшення товщини стінки труби сприяє підвищенню тепловіддачі.

Можна показати, що для сталевих труб з $\lambda = 60 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$ за $\alpha_2 = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ (природна конвекція) критичний діаметр виявляється дуже великим: $d_{3\text{ КР}} \cong 12 \text{ м}$; за $\alpha_2 = 10^4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ (теплообмін при вимушеній конвекції для води) – дуже маленьким $d_{3\text{ КР}} \cong 12 \text{ мм}$.

Для керамічних і скляних труб із $\lambda = 1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$ і $\alpha_2 = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ – $d_{3\text{ КР}} \cong 0,2 \text{ м}$.

Що стосується теплової ізоляції з $\lambda = 0,1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$ в умовах природної конвекції (за $\alpha_2 = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$) – $d_{3\text{ КР}} \cong 20 \text{ мм}$. Для діаметрів циліндричних оболонок ізоляції менше $d_{3\text{ КР}}$ теплова ізоляція втрачає свою роль, і при збільшенні товщини оболонки ізоляції теплопередача збільшується (наприклад, при ізоляції електричних проводів).

Для циліндричних стінок невеликої товщини порівняно з внутрішнім діаметром, тобто за $\frac{d_3 - d_{\text{ВН}}}{2} \ll d_{\text{ВН}}$ розрахунок теплопередачі можна проводити за формулами теплопередачі через плоску стінку, отриману розгорненням кола середнього діаметра циліндричної стінки:

$$Q \cong \pi \frac{d_{\text{ВН}} + d_3}{d_3 - d_{\text{ВН}}} \lambda (t_1 - t_2). \quad (10.21)$$

Формулою (10.21) можна користуватися, наприклад, для розрахунку теплопередачі труб з $d_3/d_{\text{ВН}} < 1,5$. Помилка в порівнянні з розрахунком за формулою для циліндричної стінки не перевищує 1,2 %.

Визначення оптимального рівня теплозахисту огороджувальних конструкцій

Розглянемо ще раз умови раціонального вибору товщини матеріалу і товщини шару теплової ізоляції. Як було зазначено, під час збільшення товщини (δ) теплової ізоляції теплові втрати зменшуються не пропорційно δ . Крім того, у разі неправильного вибору матеріалу ізоляції питомі втрати можуть теж збільшитися.

Останнє пов'язано з тим, що в ізольованого трубопроводу зовнішня поверхня зростає і умови тепловіддачі покращуються. Матеріал ізоляції вибрано правильно, якщо $\lambda_{i3} < \frac{\alpha_2 \cdot d_2}{2}$, де d_2 -

зовнішній діаметр трубопроводу, α_2 - коефіцієнт теплопровідності від зовнішньої стінки у навколишнє середовище.

Дійсно, якщо термічний опір трубопроводу без ізоляції:

$$R_{c_0} = \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{\lambda_{ст}} \ln \frac{d_2}{d_1} - \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2},$$

з шаром ізоляції

$$R_c = \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{\lambda_{ст}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_{із}} \ln \frac{d_{із}}{d_2} - \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{із}},$$

тоді

$$\Delta R_c = R_c - R_{c_0} = \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_1}{d_2} - \frac{1}{\alpha_2} \left(\frac{1}{d_2} - \frac{1}{d_1} \right).$$

Завдяки складовій R_c зменшується, але за рахунок R_{c_0} - збільшується ($d_{із} > d_2$). Для зниження теплових втрат потрібно, щоб $\Delta R_c > 0$, тобто $(a) > (б)$. Це можливо за умови $\lambda_{\mu K} < \frac{1}{2} \alpha_2 \cdot d_2 K$, де $K = \left(\ln \frac{d_{із}}{d_2} \right) / \left(1 - \frac{d_2}{d_{із}} \right)$, звідки виходить, що $\lambda_{із} < \frac{\alpha_2 \cdot d_2}{2}$.

У протилежному разі питомі втрати тепла зростатимуть.

Єдина формула теплопередачі через стінки класичної форми

Формули розрахунку теплопередачі через плоску, циліндричну і кульову стінки можна об'єднати і записати у вигляді:

$$Q = \frac{T_{рід1} - T_{рід2}}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{\delta}{\lambda \cdot F_{сер}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2}} = \frac{\Delta T}{R_{t,F}}, \quad (10.22)$$

де F_1 та F_2 - площі внутрішньої і зовнішньої поверхонь теплообміну; $F_{сер}$ - середня площа; α_1 - коефіцієнт тепловіддачі від гарячої рідини до стінки, Вт/(м²·°C); α_2 - коефіцієнт тепловіддачі від стінки до холодної рідини; $R_{t,F}$ - термічний опір теплопередачі стінки площею F .

Термічний опір теплопередачі стінки, що враховує площу поверхонь теплообміну, так само:

$$R_{t,F} = R_{t,F_1} + R_{t,F_2} = \frac{R_{t,1}}{F_1} + \frac{R_{t,2}}{F_{сер}} + \frac{R_{t,3}}{F_2} = \frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{1}{F_{сер}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2}, \quad (10.23)$$

де $R_{t,1} = 1/\alpha_1$ - термічний опір тепловіддачі від гарячої рідини до стінки; $R_{t,2} = \delta/\lambda$ - термічний опір теплопровідності плоскої стінки; $R_{t,3} = 1/\alpha_2$ - термічний опір тепловіддачі від стінки до холодного теплоносія.

Для виведення приватних формул теплопередачі через стінки найпростішої або класичної форми необхідно у формулу (10.23) підставити значення площ:

- плоска стінка $F_1 = F_2 = F_{сер} = F$;

- циліндрична стінка $F_1 = \pi \cdot d_1 \cdot l$, $F_2 = \pi \cdot d_2 \cdot l$,

$F_{сер} = (F_2 - F_1) / \ln(F_2/F_1)$;

$$- \text{кульова стінка } F_1 = \pi \cdot d_1^2, F_2 = \pi \cdot d_2^2, F_{cp} = \sqrt{F_1 \cdot F_2}.$$

Використання в розрахунках єдиної формули теплопередачі дає можливість розробити універсальну процедуру розрахунку теплопередачі через стінки класичної форми. Єдину формулу розрахунку теплопередачі також можна використовувати для наближеного розрахунку теплопередачі через стінки складної (некласичної) форми. Разом із тим складну конфігурацію стінки моделюють (замінують) стінкою простої форми, дотримуючись рівності площ поверхонь теплообміну. Наприклад, товстостінний контейнер у формі паралелепіпеда з приблизно однаковими лінійними розмірами, моделюють кульовою стінкою, товстостінну трубу квадратного або прямокутного поперечного перерізу моделюють циліндричною стінкою.

Інтенсифікація теплопередачі через непроникні стінки

Під інтенсифікацією теплопередачі розуміють збільшення кількості переданої теплоти (теплового потоку) через стінку за фіксованих температур теплоносіїв (заданому перепаді температур).

Розглянемо два способи збільшення коефіцієнта теплопередачі (зменшення термічного опору теплопередачі), а отже, і кількості теплоти, що передається через непроникну стінку – *конструктивний* і *режимний* [42].

Конструктивний спосіб інтенсифікації теплопередачі. Зміну конструкції теплопередавальної поверхні з метою збільшення коефіцієнта теплопередачі можна здійснити шляхом зменшення:

- термічного опору теплопровідності стінки;
- термічного опору тепловіддачі з боку меншого коефіцієнта тепловіддачі (меншого α).

Для зменшення термічного опору теплопровідності стінки $R_{t,\lambda} = \delta/\lambda$ необхідно зменшити товщину стінки та використовувати матеріали з високим коефіцієнтом теплопровідності λ .

Термічний опір тепловіддачі можна зменшити, якщо з боку меншого α збільшити поверхню теплообміну шляхом її оребрення. Для доказу цього твердження запишемо єдину формулу теплопередачі (10.22) при допущенні малості термічного опору теплопровідності ($R_{t,\lambda} \rightarrow 0$)

$$Q \approx \frac{T_{p1d1} - T_{p1d2}}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2}}.$$

Припустимо, що $\alpha_2 \ll \alpha_1$. З цієї умови випливає, що за однакової площі $F_1 = F_2$ термічний опір тепловіддачі близько другої поверхні багато більше термічного опору тепловіддачі близько першої поверхні

$$R_{t,F_2} \gg R_{t,F_1} \text{ або } \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2} \gg \frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1}, \quad (10.24)$$

З формули (15.46) випливає, що для зменшення термічного опору R_{t,F_2} необхідно збільшити площу F_2 до виконання умови

$$\frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2^{\text{орєб}}} \approx \frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1} \text{ або } F_2^{\text{орєб}} \approx (\alpha_1 \cdot F_1) / \alpha_2, \quad (10.25)$$

де $F_2^{\text{орєб}}$ – площа орєбреної поверхні.

Профіль ребра може бути прямокутної, трикутної, трапецієподібної і в загальному випадку довільної геометричної форми (рис. 10.3).

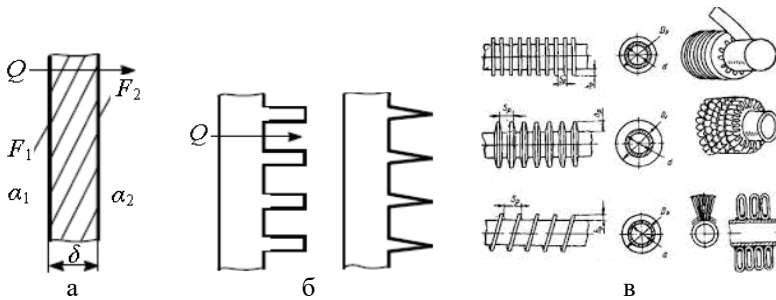


Рисунок 10.3 – Нанесення орєбрення: а – плоска стінка ($F_1 = F_2$); б – орєбрена стінка ($\alpha_2 < \alpha_1, F_2^{\text{орєб}} > F$); в – види орєбрення, що наносяться

Режимний спосіб інтенсифікації теплопередачі. Змінюючи режим зовнішнього теплообміну, можна збільшити або зменшити інтенсивність тепловіддачі з обох боків стінки. З'ясуємо вплив коефіцієнтів тепловіддачі α_1 та α_2 на величину коефіцієнта теплопередачі через стінку k . Для цього запишемо формулу для розрахунку коефіцієнта теплопередачі через плоску стінку при допущенні малості термічного опору теплопровідності стінки ($R_{t,\lambda} = \delta/\lambda \rightarrow 0$)

$$k^* = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_2}{1 + \frac{\alpha_2}{\alpha_1}}, \quad (10.26)$$

де k^* – коефіцієнт теплопередачі, розрахований при допущенні $R_{t,\lambda} \rightarrow 0$.

Розглянемо два крайніх випадки співвідношення коефіцієнтів тепловіддачі α_1 і α_2 :

– якщо $\alpha_2 \gg \alpha_1$, (нехай $\alpha_2 \rightarrow \infty$), тоді в цьому випадку з формули випливає, що $k^* \rightarrow \alpha_1$;

– якщо $\alpha_1 \gg \alpha_2$, (нехай $\alpha_1 \rightarrow \infty$), тоді в цьому випадку з формули випливає, що $k^* \rightarrow \alpha_2$.

Таким чином, коефіцієнт теплопередачі не може бути більше меншого з коефіцієнтів тепловіддачі, тобто $k^* \leq \min(\alpha_1, \alpha_2)$.

На підставі викладеного вище можна дійти висновку, що для збільшення коефіцієнта теплопередачі необхідно збільшувати менший коефіцієнт тепловіддачі шляхом зміни режиму руху теплоносія.

Контрольні запитання

1. Що таке тепловіддача, теплопередача й складний теплообмін?
2. Наведіть основні вирази, що характеризують теплопередачу через плоску й циліндричну стінку.
3. Термічний опір та термічна провідність.
4. Теплова ізоляція: визначення, основні види і характеристики.
5. Що таке «критична товщина ізоляції»?
6. Як визначити оптимальний рівень теплозахисту огорожувальних конструкцій?
7. Способи інтенсифікації теплопередачі через непроникні стінки.

11 ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ

11.1 Класифікація

Теплообмінний апарат – пристрій, у якому здійснюється процес передачі теплоти від одного теплоносія до іншого для здійснення різних теплових процесів, наприклад нагрівання, охолодження, кипіння, конденсації або більш складних фізико-хімічних процесів, таких як сушка, зволоження, ректифікація, абсорбція і т. д. [43, 44].

За принципом дії теплообмінні апарати поділяють на дві великі групи: поверхневі та змішувальні апарати. До першої групи відносяться рекуперативні та регенеративні апарати [45].

Рекуперативні – теплообмінники, у яких перенесення тепла здійснюється через стінку або поверхню, що розділяє робочі тіла різної температури. Напрямок теплового потоку в рекуператорах зазвичай не змінюється в часі, а процес теплообміну може протікати як без зміни агрегатного стану потоків, так і зі зміною обох або одного з робочих середовищ.

Рекуперативні апарати класифікують за такими ознаками:

- родом теплоносіїв залежно від їхнього агрегатного стану: парорідинні, рідинно-рідинні, газорідинні, парогазові;
- конфігурації поверхні теплообміну: трубчасті апарати з прямими трубками, спіральні, пластинчасті, змієвикові, ребристі, сітчасті;
- компонування поверхонь теплообміну: типу «труба в трубі», кожухотрубні апарати.

Рекуперативні апарати можуть бути класифіковані за призначенням (підігрівачі, холодильники і т.д.); за взаємним напрямком потоків робочих середовищ (прямотечія, протитечія, змішана течія і т.д. (рис.11.1 і 11.2)); за матеріалом поверхні теплообміну; за кількістю ходів теплоносіїв і т. д.

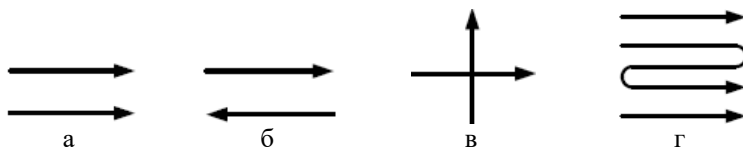


Рисунок 11.1 – Основні схеми руху теплоносіїв:
а – прямотечія; б – протитечія; в – перехресна течія;
г – складна течія

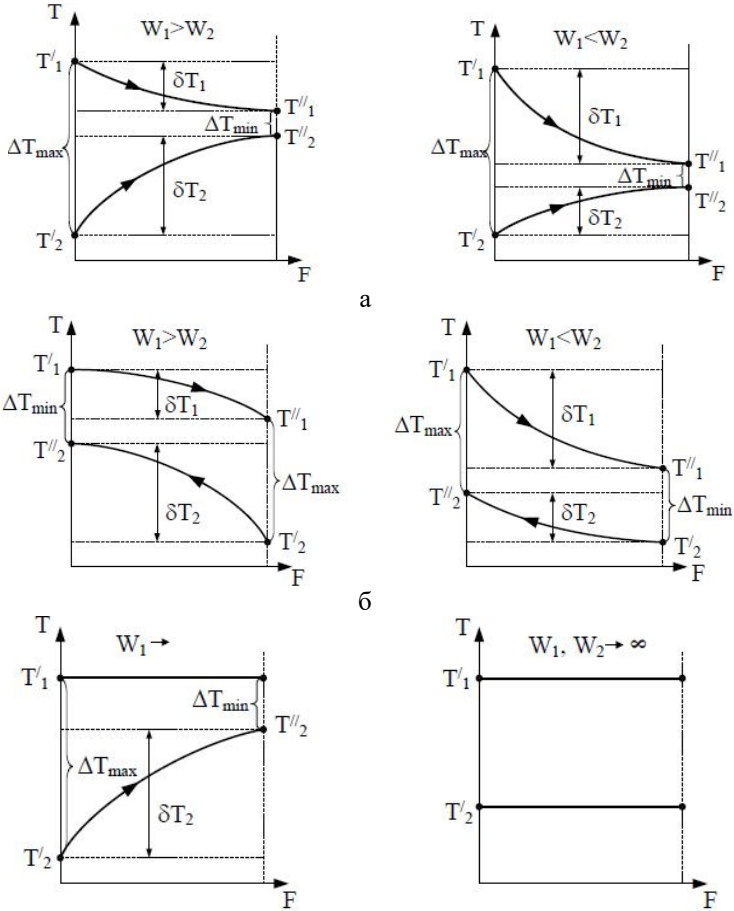


Рисунок 11.2 – Зміна температури гарячого і холодного теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну: а – під час прямотечії; б – під час протитечії; в – під час зміни агрегатного стану теплоносіїв

Рекуперативні апарати здебільшого працюють у стаціонарних умовах.

Конструкції рекуперативних теплообмінних апаратів, що застосовуються в системах теплогазопостачання, вентиляції та кондиціонуванні приміщень, різноманітні. До них відносять: водоводяні й пароводяні підігрівачі, парогенератори, деарачійні установки, економайзери, підігрівачі повітря, конденсатори, холодильники, випарники, калорифери.

Регенеративні – теплообмінники, у яких одна і та сама поверхня періодично омивається по черзі гарячим та холодним середовищем. У цих апаратах теплота, передана від одного з теплоносіїв твердому заповнювачу каналу, акумулюється ним, а потім віддається другому теплоносію, коли настає його черга руху через апарат. Головним елементом регенераторів, що визначає здебільшого ефективність їхньої роботи, є насадка.

Насадки конструюють так, щоб утворити велику кількість звивистих каналів, що дозволяє інтенсифікувати процес теплообміну і зробити апарат компактним. Відомі два основних типи регенераторів. В одному з них твердий матеріал насадки залишається нерухомим; в іншому тверда насадка постійно обертається і по черзі проходить відсіки, через які пропускається нагрівальний і обігрівальний теплоносії. Вони виконуються з протитечійною односпрямованою і перехресною течією теплоносіїв.

Регенеративні апарати широко застосовуються в енергетичних установках для підігріву живильної рідини.

Змішувальні – теплообмінники, у яких перенесення тепла здійснюється під час процесу безпосереднього перемішування нагрітого та холодного теплоносія, тобто теплообмін протікає одночасно з масообміном. Типовим прикладом таких теплообмінників є градирні теплових електричних станцій, кондиціонери та ін.

У теплообмінних апаратах із внутрішніми джерелами енергії застосовуються не два, як зазвичай, а один теплоносіє, який відводить теплоту, виділену в самому апараті. Прикладом таких апаратів слугують ядерні реактори, електронагрівачі, котли та інші пристрої.

Оскільки з теплотехнічного погляду всі апарати мають одне призначення – передачу теплоти від одного теплоносія до іншого, це і визначає ті загальні положення, які лежать в основі теплового розрахунку будь-якого теплообмінного апарату.

11.2 Рекуперативні теплообмінні апарати

При енергетичному і технологічному використанні теплоти найбільше поширилися *рекуперативні теплообмінні апарати* або *рекуператори*. Тому розглянемо конструкції найпоширеніших в промисловості рекуперативних теплообмінників.

Кожухотрубний теплообмінний апарат. Принципову схему кожухотрубного теплообмінного апарату подано на рисунку 11.3 [46, 47].

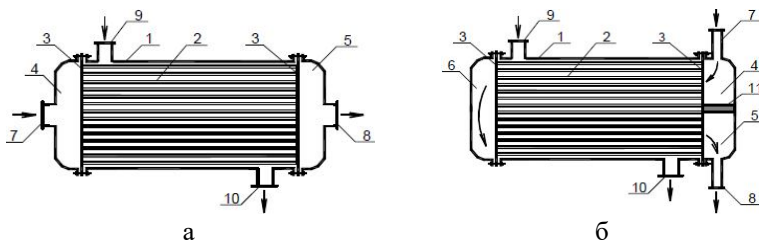


Рисунок 11.3 – Принципова схема кожухотрубного теплообмінного апарату: а – одноходовий ($Z = 1$); б – двоходовий ($Z = 2$); 1 – кожух; 2 – трубки; 3 – трубні решітки; 4 – вхідна розподільна камера; 5 – вихідна камера; 6 – поворотна камера; 7, 8, 9, 10 – патрубки для входу і виходу теплоносіїв; 11 – перегородка

Кожухотрубний теплообмінник становить апарат, виконаний з пучків труб (2), зібраних за допомогою трубних решіток (дошок) (3) і обмежених кожухом (1). Один теплоносій, що надходить через патрубки (7) і (8), протікає через трубки, інший теплоносій, що входить і виходить через патрубки (9) і (10), протікає в міжтрубному просторі пучка труб [48, 49].

Трубки в трубній решітці розташовуються або по шестикутникам (рис. 11.4, а), або по концентричних колах (рис. 11.4, б). Кожухотрубні апарати встановлюють вертикально або горизонтально.

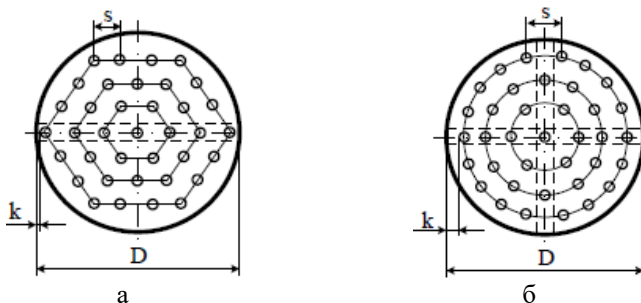


Рисунок 11.4 – Розташування трубок у трубній решітці кожухотрубного теплообмінного апарату: а – по шестикутникам; б – по концентричних колах

Залежно від організації руху теплоносія в трубках теплообмінника кожухотрубні теплообмінні апарати поділяють на одноходові (рис. 11.3, а) та багатходові (рис. 11.3, б).

Багатходові теплообмінні апарати застосовують для збільшення швидкості руху теплоносія всередині трубок. Якщо швидкість руху

теплоносія в трубках менше гранично допустимого значення ($w_{\text{рід}}^{\text{доп}} = 0,5 \text{ м/с}$ і $w_{\text{газ}}^{\text{доп}} = 0,5 \text{ м/с}$), тоді в цьому випадку встановлюють перегородки (11), що розділяють трубний простір на Z ходів.

Швидкість руху теплоносія в трубках збільшується шляхом зменшення площі поперечного перерізу для проходження теплоносія [50].

Наприклад, на рисунку 14.3, б показано схему двоходового теплообмінника ($Z = 2$). Теплоносій, розділений перегородкою 11, спочатку проходить по верхній половині трубок вліво, а потім по нижній половині вправо.

На рисунку 11.4 штриховою лінією показано розташування перегородок для двоходового $Z = 2$ (рис. 11.4, а) і чотириходового $Z = 4$ (рис. 11.4, б) кожухотрубного теплообмінного апарату. З аналізу рисунка 11.4 видно, що трубки, закриті перегородками, необхідно виключити з розрахунку.

Площа поперечного перерізу для проходження теплоносія розраховується за формулами:

$$\begin{aligned} \text{– у трубках} & f = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot n_1; \\ \text{– у міжтрубному просторі} & f = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - n \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4}, \end{aligned}$$

де $n_1 = n/Z$ – кількість трубок в одному ході; n – загальна кількість трубок; Z – число ходів.

Внутрішній діаметр корпусу D визначають за формулою:

$$D = s \cdot (n - 1) + d_{\text{зовн}} + 2 \cdot k,$$

де n_d – кількість труб у діагоналі; s – шаг труб, м; k – кільцевий зазор між крайніми трубами і корпусом, м.

Крок труб вибирають із співвідношення $s = (1,3 - 1,5) d_{\text{зовн}}$. Кільцевий зазор між крайніми трубами і корпусом має бути не менше 6 мм ($k \geq 6 \text{ мм}$).

Кількість труб у діагоналі визначають конструктивно. Для цього в таблиці 11.1 знаходять найближче більше значення n і визначають число труб у діагоналі n_d . Схему розташування труб і перегородок креслять у масштабі на міліметровці. Водночас для багатогодового теплообмінника із загальною кількістю трубок n необхідно відняти трубки, перекриті перегородками (рис. 11.4).

Площа поверхні теплообміну кожухотрубного апарату розраховується за формулою:

$$F = \pi \cdot d^* \cdot l \cdot n.$$

Якщо коефіцієнти тепловіддачі розрізняються на порядок, то як розрахунковий діаметр d^* приймають діаметр труби з боку меншого з α_1 та α_2 , в іншому випадку середнє значення діаметра $d^* = 0,5 \cdot (d_{\text{вн}} + d_{\text{нар}})$.

Таблиця 11.1 – Визначення кількості труб у кожухотрубному теплообміннику

Кількість шестикутників або кіл	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Кількість труб по діагоналі	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23
Розбивка по шестикутниках											
Кількість труб без урахування сегментів	7	19	37	61	91	127	169	217	271	331	397
Кількість труб в ряду сегмента	–	–	–	–	–	–	3	4	5	6	7
Кількість труб в усіх сегментах	–	–	–	–	–	–	18	24	30	36	42
Усього труб	7	19	37	61	91	127	187	241	301	367	439
Розбивка по колах											
Кількість труб по зовнішній окружності	6	12	18	25	31	37	43	50	56	60	62
Всього труб	7	19	37	62	93	130	173	223	279	341	410

Секційний теплообмінний апарат типу «труба в трубі».

Принципова схема секційного теплообмінного апарату типу «труба в трубі» показана на рисунку 11.5.

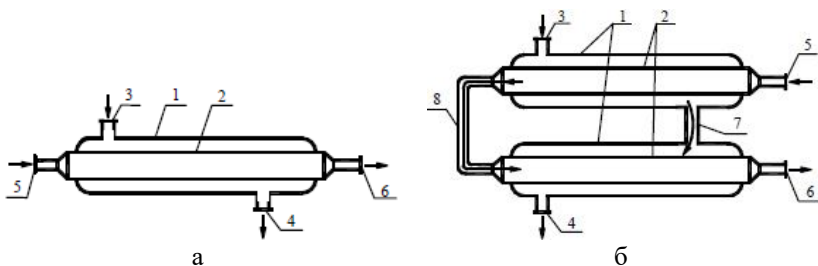


Рисунок 11.5 – Принципова схема секційного теплообмінного апарату типу «труба в трубі»: 1 – більша труба; 2 – мала труба;

3, 4, 5, 6 – патрубки для входу і виходу теплоносіїв;

7, 8 – перепускний трубопровід

Апарати цього типу збирають із секцій, з'єднаних між собою послідовно і паралельно. Кожна секція складається з труби великого діаметра (1), всередині якої знаходяться одна або кілька труб меншого

діаметра (2). Один теплоносій проходить у кільцевому зазорі між більшою і малими трубами, а інший теплоносій протікає по внутрішнім трубам. Разом із тим теплообмін між теплоносіями відбувається теплопередачею через поверхню внутрішніх труб.

Залежно від схеми руху теплоносіїв теплообмінники поділяють на прямоточні і протитечійні. На рисунку 11.5, а показано напрямок руху теплоносіїв при прямо течії, а на рисунку 11.5, б – при протитечії.

Площа поперечного перерізу для проходу теплоносія знаходиться за формулами:

$$\begin{aligned} &\text{– у трубках} && f = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot n_1; \\ &\text{– у міжтрубному просторі} && f = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{\text{зовн}}^2}{4} \right) \cdot n_1, \end{aligned}$$

де n – кількість труб всередині великої труби; n_1 – кількість паралельно з'єднаних секцій.

Пластинчастий теплообмінний апарат. Пластинчастий теплообмінний апарат становить апарат, теплообмінна поверхня якого складається з ряду тонких штампованих пластин із гофрованою поверхнею. Пластинчасті теплообмінники поділяють за ступенем доступності поверхні теплообміну для механічного очищення і огляду на *розбірні*, *напіврозбірні* та *нерозбірні (зварні)*. Найбільше поширилися розбірні пластинчасті теплообмінники, у яких пластини відділені одна від одної прокладками. Монтаж і демонтаж цих апаратів здійснюють швидко, а очищення теплообмінних поверхонь не вимагає великих витрат часу.

Розбірний пластинчастий теплообмінник (рис. 11.6) складається з ряду пластин (4), розміщених на верхній і нижній горизонтальних штангах (3). Кінці штанг закріплені в нерухомій плиті (2) і на стійці (7). Натискною плитою (1) і гвинтом (8) пластини стискаються, утворюючи теплообмінну секцію. Теплообмінні пластини мають чотири прохідних отвори, які утворюють дві ізольовані одна від одної системи каналів.

Для ущільнення пластин і каналів застосовують гумові прокладки (5) та (7). Для введення і виведення теплоносіїв в апарат призначені патрубки (11, 9, 10, 12), розташовані на нерухомій і рухомій плитах.

Для зручності обслуговування всі патрубки зазвичай встановлюють на нерухомій панелі.

Кількість каналів для проходу гарячого теплоносія n_1 знаходять з рівняння нерозривності:

$$n_1 = \frac{G_1}{w_1 \cdot f \cdot \rho_1},$$

де f – площа поперечного перерізу каналів для проходу теплоносіїв, м².

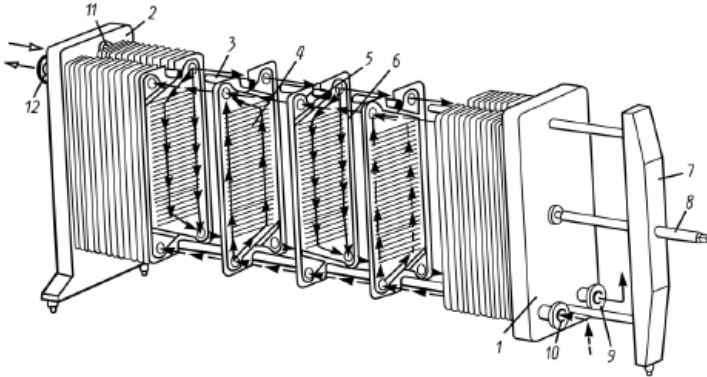


Рисунок 11.6 – Принципова схема пластинчастого теплообмінного апарату: 1 – натискна плита; 2 – нерухома плита; 3 – горизонтальна штанга; 4 – теплообмінні пластини; 5, 6 – гумові прокладки; 7 – стійка; 8 – гвинт; 9, 10, 11, 12 – патрубки для входу і виходу теплоносія

Кількість каналів для проходу холодного теплоносія приймають рівного $n_2 = n_1 - 1$.

Площа поперечного перерізу каналів теплообмінника з гладкими пластинами:

$$f = s \cdot b,$$

де s – відстань між пластинами, м; b – ширина пластини, м.

Площа поперечного перерізу каналів для проходу гарячого теплоносія:

$$f_1 = n_1 \cdot f.$$

Площа поперечного перерізу каналів для проходу холодного теплоносія:

$$f_2 = n_2 \cdot f.$$

Приклад компонування пластинчастого теплообмінника показаний на рисунку 11.7.

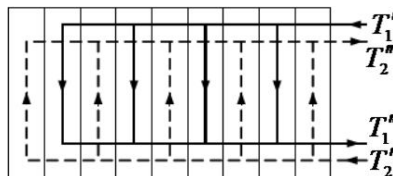


Рисунок 11.7 – Схема руху та основні параметри пластинчастого теплообмінного апарату

У такому компонованні площу поверхні теплообміну розраховують за формулою:

$$F = (2 \cdot n_1 - 2) \cdot b \cdot l,$$

де b – ширина пластини, м; l – висота пластини, м.

11.3 Принцип конструювання

Першим критерієм надійної роботи теплообмінного апарата повинна бути забезпечена безаварійна роботи від одного профілактичного ремонту до іншого при заданих обмеженнях за перепадом тисків і незалежно від збільшення відкладень на поверхні теплообміну.

Другий критерій полягає в тому, що теплообмінник повинен задовольняти умовам, загальним для всього обладнання. Сюди входять механічні напруги, навантаження, збірка, запуск, зупинка та інші операції, пов'язані з можливими аварійними ситуаціями. Не допускати виникнення корозії від впливу теплоносіїв і навколишнього середовища вибором матеріалу і конструкції апарату.

Третій критерій становить вимогу можливості періодичного ремонту теплообмінника, що містить у собі очищення поверхонь теплообміну, заміну трубок, ущільнень та інших елементів конструкції, схильних до корозії, ерозії, вібрації або старіння.

Четвертий принцип полягає в тому, що потрібно враховувати переваги багатосекційного компоновання з відсічними клапанами. Це дозволить ремонтувати по черзі кожну секцію без особливого збитку для роботи всього апарату.

П'ятий критерій зводиться до того, що апарат повинен мати мінімально можливу вартість при відповідності вище перерахованим критеріям.

Під час конструювання можуть бути наявні обмеження на діаметр апарату, довжину, масу або сортамент труб під час перевезення, можливості обслуговування, зберігання запасних труб та ущільнень.

В інженерній практиці використовують два типи теплових розрахунку теплообмінних апаратів – конструктивний і перевірочний.

Конструктивний тепловий розрахунок пов'язаний з проектуванням нових апаратів і має кінцевою метою визначення поверхні теплообміну, що забезпечує необхідну теплопродуктивність при заданих температурах і витратах робочих середовищ. Для виконання конструктивного розрахунку виходять з досвіду експлуатації існуючих теплообмінних установок або на підставі результатів дослідно-конструкторських розробок і проведених випробувань обирають тип

апарату, його конструктивну схему, схему відносного руху потоків, матеріали для виготовлення конструктивних елементів.

Крім того, задаються деякими величинами. До них відносять характерні розміри теплообмінної поверхні (діаметр труб, геометрія розмірів), швидкості руху робочих середовищ, що беруть участь у теплообміні, значення гідравлічних опорів і т.д.

11.4 Основи конструювання

Загальні рекомендації. Під час конструювання теплообмінних апаратів необхідно керуватися загально прийнятими рекомендаціями [49–51].

Під час вибору розрахункових швидкостей теплоносіїв у трубах апарату потрібно прагнути до отримання розвиненого турбулентного режиму, тому що це дозволяє підвищити коефіцієнт тепловіддачі. Однак варто пам'ятати, що занадто високі швидкості теплоносія призводять до великих гідравлічних опорів, що небажано. Зазвичай мінімальне значення швидкості теплоносія обирається відповідним початку турбулентного руху теплоносіїв. Для найбільш часто вживаних діаметрів труб 25, 38, 51 мм рекомендуються швидкості руху в них для крапельних рідин 1–3 м/с; нижча межа швидкості для більшості рідин становить 0,06–0,3 м/с. Для малов'язких рідин швидкість, відповідна числу $Re = 1 \times 10^4$ не перевищує 0,2–0,3 м/с. Для в'язких рідин турбулентність потоку досягається при значно більших швидкостях, тому під час розрахунків доводиться допускати перехідний або навіть ламінарний режим течії.

Для газів при атмосферному тиску допускаються швидкості руху в трубах до 25 м/с, а масові швидкості 15–20 кг/(м²·с); для насичених парів при конденсації рекомендують швидкості руху до 10 м/с.

Швидкість газу в міжтрубному просторі приймають за умови тиску $P = 0,1–0,15$ МПа в межах 5–10 м/с.

У вхідних і вихідних патрубках теплообмінних апаратів рекомендують такі швидкості руху:

- для рідин 1,5–3,0 м/с;
- для конденсату пари, що гріє 1,0–2,0 м/с;
- для насиченої пари 20–30 м/с;
- для перегрітої пари 40–80 м/с.

Напрямок руху теплоносіїв. Вибір робочого середовища, яке направляється по трубах або у міжтрубний простір, потрібно проводити з урахуванням процесів, що протікають, параметрів

потоків, а також факторів конструктивного і гідродинамічного характеру. Зокрема, за умовами міцності потік високого тиску зазвичай направляють усередину труб, що дозволить зменшити масу корпусу апарату. У разі рівного розподілу тисків теплоносіїв доцільно в міжтрубний простір подавати потік із більш високою температурою.

Під час вибору напрямку руху теплоносіїв перевагу віддають протитечії та перехресній течії, тому що в цьому випадку питома теплове навантаження виходить вище, ніж при прямотечії. Крім того, при протитечії холодний теплоносій може бути нагрітий до більш високої температури, ніж за прямоточною схемою апарату.

При кипінні рідини або конденсації пари хоча б з одного боку поверхні теплообміну всі схеми руху принципово рівноцінні.

При виборі поздовжньої або поперечної схеми омивання трубок рідиною потрібно прагнути до вирівнювання коефіцієнтів тепловіддачі для обох рідин. Разом із тим варто мати на увазі, що за відношення $Nu/Pr^{0.4} > 5,8$ вигідніше поздовжнє, а за $Nu/Pr^{0.4} < 5,8$ – поперечне омивання труб.

Ребра поверхні теплообміну застосовують для вирівнювання термічних опорів тепловіддачі в разі, коли з одного боку поверхні теплообміну спостерігаються великі значення коефіцієнта тепловіддачі, а з іншого – малі. Наприклад, у водяних економайзерах коефіцієнт тепловіддачі з боку рідини $\alpha_2 = 2\ 000\text{--}5\ 000$ Вт/(м²·°С), а з боку газу $\alpha_1 = 10\text{--}30$ Вт/(м²·°С).

Для інтенсифікації теплообміну в таких апаратах збільшують площу поверхні теплообміну з боку газоподібних продуктів згоряння шляхом її оребрення. Ступінь оребрення поверхні обирають, виходячи з співвідношень $\alpha_1 \cdot F_1 < \alpha_2 \cdot F_2$. Якщо значення $\alpha_1 \cdot F_1 \approx \alpha_2 \cdot F_2$, то ребра виконують з обох боків.

Вибір труб. Вибір матеріалу труб залежить від агресивності теплоносіїв. Для неагресивних середовищ за малих тисків і температур застосовують сталеві безшовні труби з сталей марок 10, 20. Для агресивних теплоносіїв застосовують безшовні труби з легованих сталей, міді, алюмінію. Діаметр труб залежить від матеріалу та умов роботи: в'язкості та забрудненості теплоносіїв. За певних умов роботи застосовують чавунні й керамічні труби. Із міркувань зручності виготовлення довжину трубних пучків із сталевих безшовних труб обмежують розміром 6–9 м. За інших рівних умов необхідно прагнути до мінімальної матеріаломісткості апарату.

Рівномірність обтікання пучка труб газом у кожухотрубних теплообмінниках залежить від способу розміщення труб у трубній решітці.

Розрізняють такі варіанти розташування труб у корпусі теплообмінного апарата:

Шахове із застосуванням відносних кроків (рис. 11.8):

$$\frac{S_1}{d} = 1,5 - 3,0 ; \quad \frac{S_2}{d} = 1,0 - 2,2.$$

Окремим випадком шахового розташування є трикутна схема з розміщенням осей труб у вершинах рівностороннього трикутника, сторона якого $S_1 = S_2$ (рис. 11.9). До того ж досягається розміщення найбільшої кількості трубок на одній і тій самій площі за одного і того самого кроку.

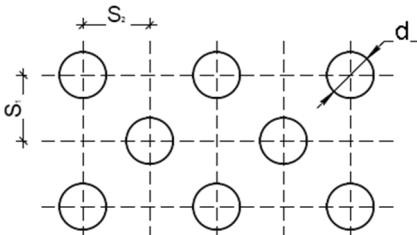


Рисунок 11.8 – Шахове розташування труб у теплообмінному апараті

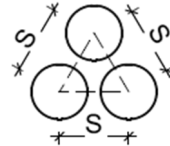


Рисунок 11.9 – Трикутна схема з розміщенням осей труб у теплообмінному апараті

Коридорне із застосуванням відносних кроків (рис. 11.10):

$$\frac{S_1}{d} = 1,3 - 2,0 ; \quad \frac{S_2}{d} = 1,3 - 2,0.$$

За концентричними колами, розташованими одне від одного на відстані числа S_2 , розташування трубок за цими колами робиться з кроком $S_1 \approx S_2$ (мм) (рис. 11.11).

Вибравши тип поверхні теплообміну та напрямок руху теплоносіїв, здійснюють компоновання апарата.

Зміст конструктивного розрахунку залежить від особливостей обраної конструкції апарата, тобто трубчаста, пластинчаста, ребриста, спіральна і т. д.

Для кожухотрубних апаратів, що найбільше поширені в промисловості, по поверхні теплообміну визначають кількість труб, їхнє розміщення в трубній решітці, діаметр корпусу апарата, кількість ходів у трубному і міжтрубному просторі та розміри вхідних і вихідних патрубків.

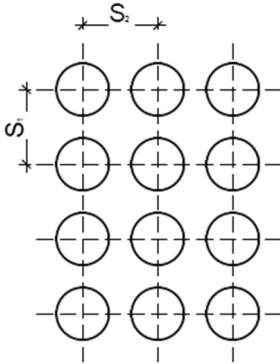


Рисунок 11.10 – Шахове розташування труб у теплообмінному апараті

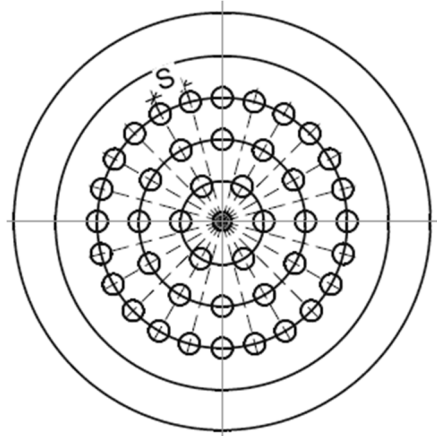


Рисунок 11.11 – Розташування труб у теплообмінному апараті за концентричними колами

Кількість труб визначають співвідношенням:

$$N = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{розр}} \cdot l}, \quad (11.1)$$

де F – величина поверхні теплообміну, м^2 ; l – довжина труби, м ; $d_{\text{розр}}$ – розрахунковий діаметр труби, м

за умови $\alpha_1 > \alpha_2$ $d_{\text{розр}} = d_{\text{зовн}}$;

за умови $\alpha_1 = \alpha_2$ $d_{\text{розр}} = 0,5(d_{\text{зовн}} + d_{\text{вн}})$;

за умови $\alpha_1 < \alpha_2$ $d_{\text{розр}} = d_{\text{вн}}$.

За компоновання труб у пучку крок труб приймають:

$S = (1,3 - 1,5) \cdot d_{\text{зовн}}$, але не менше, ніж $d_{\text{зовн}} + 6$ мм .

Внутрішній діаметр корпусу теплообмінника визначають за таких рівнянь.

Для одноходових апаратів:

$$D = 1,1 \cdot S \cdot \sqrt{n}, \quad \text{мм}. \quad (11.2)$$

Розрахункове значення діаметра корпусу округлюють до найближчого стандартного, рекомендованого Держстандартами або нормами.

Для багатоходових апаратів внутрішній діаметр визначають з урахуванням розміщення перегородок зазвичай графічним способом. Відстань між трубними дисками (активна довжина трубок) дорівнює:

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{зовн}} \cdot n \cdot z}, \quad \text{м}, \quad (11.3)$$

де n – кількість трубок в одному ході; z – кількість ходів.

Довжина трубок не повинна перевищувати 6 м . У багатоходових апаратах потрібно обирати парне число ходів. Якщо в багатоходовому

теплообміннику довжина труб виходить вище допустимої, потрібно змінити або діаметр, або швидкість руху теплоносія, або обидві ці величини.

Повна висота кожухообразного апарату складається з активної довжини труб і висоти колекторів:

$$H = 1 + 2h, \text{ м}, \quad (11.4)$$

де h – висота колектора, мм.

Висоту колектора обирають з конструктивних міркувань $h = 200\text{--}400$ мм.

Відстань між сегментними перегородками визначають за співвідношенням:

$$h = \frac{F_{\text{мж}}}{D_{\text{вн}} \cdot (t - d_{\text{зовн}}/S)}, \text{ м}, \quad (11.5)$$

де $F_{\text{мж}}$ – площа поперечного перерізу міжтрубного простору, м².

Ширину перегородок зазвичай приймають $(0,6\text{--}0,8) \cdot D_{\text{вн}}$.

Діаметри патрубків залежать від швидкості та витрати теплоносія, що визначаються за формулами:

$$\frac{\pi \cdot d_n^2}{4} = \frac{G}{\rho \cdot v \cdot \tau} \quad \text{або} \quad d_n = 1,125 \cdot \sqrt{\frac{G}{\rho \cdot v \cdot \tau}}, \text{ м}, \quad (11.6)$$

де G – витрата теплоносія, кг/год; ρ – щільність теплоносія, кг/м³; v – швидкість теплоносія в патрубку, м/с; τ – час, с.

Отримана величина d_n округляється до найближчого стандартного значення, рекомендованого Держстандартами або нормами.

Для спірального апарату задаються поверхнею теплообміну F , шириною каналу b , товщиною листів δ і висотою спіралей h .

Крок спіралей визначають співвідношенням:

$$S = b + \delta, \quad \text{де } \delta = 2\text{--}8 \text{ мм}; b = 6\text{--}15 \text{ мм}. \quad (11.7)$$

Кожен полувіткок спіралі будують за радіусами r_1 і r_2 , які для перших витків рівні:

$$r_1 = d / 2, \text{ мм}; r_2 = d / 2 + S, \text{ мм},$$

де d – діаметр першого витка внутрішньої спіралі (вибирають з конструктивних міркувань); r_1 – радіус першого полувітка $r_1 = 140\text{--}150$ мм; S – крок витків, мм.

Довжина спіралі дорівнює:

$$l_0 = \pi \cdot n \cdot (d - S) + 2 \cdot \pi \cdot S \cdot n^2, \quad (11.8)$$

де l_0 – довжина спіралі при числі витків n .

Число витків спіралі визначають за формулою:

$$n = \frac{S-d}{4 \cdot S} + \sqrt{\left(\frac{S-d}{4 \cdot S}\right)^2 + \frac{l_0}{2 \cdot \pi \cdot S}}, \quad (11.9)$$

Зовнішній діаметр спірального апарату дорівнює:

$$D_{\text{зовн}} = d + 2 \cdot n \cdot \delta + \delta, \text{ мм}, \quad (11.10)$$

Висоту спіралі приймають $h = 375\text{--}750$ мм.

Поверхня теплообміну пластинчастого апарата визначається за формулою:

$$F = a \cdot b \cdot (2 \cdot n - 2) \cdot z, \text{ м}^2, \quad (11.11)$$

де a, b – ширина і висота пластин, м; n – число пластин, од.; z – число секцій, од.

Для змієподібного апарата вихідними даними є поверхня теплообміну F , зовнішній діаметр труби змієвика $d_{\text{зов}}$, діаметр витка змієвика $D_{\text{зм}}$ і відстань між осями сусідніх витків S . З розрахунку визначають довжину труби, з якої навивають змієвик, за формулою:

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{зов}}}, \text{ м}. \quad (11.12)$$

Довжину одного витка змієвика визначають співвідношенням:

$$l_1 = \sqrt{\pi \cdot D_{\text{зм}}^2 + S^2} \cong \pi \cdot D_{\text{зм}}, \text{ м}. \quad (11.13)$$

Число витків змієвика відповідно дорівнює: $n = l / l_1$.

11.5 Методика теплового розрахунку теплообмінних апаратів

Методика теплового розрахунку ґрунтується на виконанні конструктивного теплового та гідродинамічного розрахунку теплообмінного апарату, який полягає у визначенні величини його поверхні теплообміну і потужності, необхідної для переміщення кожного теплоносія в теплообміннику.

Тепловий розрахунок заснований на спільному рішенні рівнянь теплового балансу і теплопередачі.

Рівняння теплового балансу має вигляд:

$$Q = G_1 \cdot \Delta i_1 = G_2 \cdot \Delta i_2, \quad (11.14)$$

де Q – теплова потужність теплообмінника (кількість теплоти, що передається в одиницю часу), Вт; G_1, G_2 – витрати первинного (гарячого) і вторинного (холодного) теплоносіїв, кг/с; $\Delta i_1, \Delta i_2$ – зміна ентальпії первинного і вторинного теплоносіїв, Дж/кг.

Рівнянню (11.14) можна надати різну форму залежно від конкретних умов протікання процесу. Під час теплообміну без фазових перетворень отримаємо:

$$\Delta i = c_{\text{рм}} \cdot (t'' - t'), \quad (11.15)$$

де t' і t'' – початкова і кінцева температури теплоносія, °С; $c_{\text{рм}}$ – середня питома теплоємність теплоносія в інтервалі температур $(t'' - t')$, Дж/(кг·°С).

Під час зміни агрегатного стану теплоносія, наприклад, у результаті конденсації насиченої пари, маємо:

$$\Delta i = i'' - i' = r, \quad (11.16)$$

де i'' – ентальпія сухої насиченої пари, Дж/кг; i' – ентальпія конденсату в стані насичення, Дж/кг; r – прихована питома теплота пароутворення, Дж/кг.

Рівняння теплопередачі для розрахунку теплообмінників має вигляд:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{\text{сер}}, \quad (11.17)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·°C); F – поверхня теплообміну, м²; $\Delta t_{\text{сер}}$ – середній температурний напір, °C.

Визначення середнього температурного напору. Вид розрахункової формули для визначення середнього температурного напору залежить від напрямку руху теплоносіїв, які можуть рухатися по схемі: прямиотечія, протитечія, перехресна течія і змішана течія. При прямиотечії і протитечії середній температурний напір визначається як середній логарифмічний:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (11.18)$$

де: Δt_6 і Δt_m – більший і менший температурні напори між теплоносійми на вході та виході з теплообмінника, °C.

Формула (11.18) при $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \leq 1,4$ з точністю до 1 % може бути замінена формулою для середнього арифметичного температурного напору:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2}. \quad (11.19)$$

За всіх інших видів руху теплоносіїв $\Delta t_{\text{сер}}$ визначається як:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \quad (11.20)$$

де $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправка, яка залежить від двох допоміжних величин:

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}, \quad p = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1'' - t_1'}. \quad (11.21)$$

Нижній індекс «1» визначає температуру первинного теплоносія; індекс «2» – температуру вторинного теплоносія. Верхній індекс «I» (штрих) визначає температуру теплоносія на вході в теплообмінник; індекс «II» (два штриха) – температуру теплоносія на виході з теплообмінника.

Визначення коефіцієнта теплопередачі. Якщо товщина стінок труб невелика порівняно з діаметром ($d_2/d_1 \leq 2$), то для визначення коефіцієнта теплопередачі можна користуватися формулою для плоскої стінки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (11.22)$$

де: α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі з зовнішньої та внутрішньої сторін стінки, Вт/(м²·°C); δ – товщина стінки, м; λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/(м·°C).

Забруднення поверхні теплообміну зазвичай враховується коефіцієнтом використання поверхні теплообміну. Дійсний коефіцієнт теплопередачі дорівнює:

$$k_{\text{дійсн}} = \psi \cdot k, \quad \text{де } \psi = 0,7 - 0,8. \quad (11.23)$$

Визначення коефіцієнтів тепловіддачі.

1. Тепловіддача при течії рідини в гладких трубах:

– для ламінарного режиму течії середній коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою:

$$Nu_p = 0,15 \cdot Re_p^{0,33} \cdot Pr_p^{0,33} (Gr_p \cdot Pr_p)^{0,1} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \cdot \bar{\varepsilon}_e; \quad (11.24)$$

– для турбулентного режиму течії середній коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою:

$$Nu_p = 0,021 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \cdot \bar{\varepsilon}_e, \quad (11.25)$$

де $Re_p = \frac{v \cdot d}{\nu}$ – критерій Рейнольдса; $Pr_p = \frac{\nu}{a}$ – критерій Прандтля при середній температурі рідини; Pr_{ct} – критерій Прандтля при середній температурі стінки; $Gr_p = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot d^3}{\nu^2}$ – критерій Грасгофа при середній температурі рідини.

Вхідні в критерій величини позначають:

d – визначає розмір, м; v – середня швидкість руху рідини, м/с; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, м²/с; a – коефіцієнт температуропровідності рідини, м²/с; g – прискорення вільного падіння, м/с²; β – температурний коефіцієнт об'ємного розширення, 1/°C; $\Delta T = T_p - T_c$ – температурний напір між середньою температурою рідини і середньою температурою стінки, °C; $\bar{\varepsilon}_e$ – коефіцієнт, що враховує зміну середнього коефіцієнта тепловіддачі по довжині труби.

2. Тепловіддача при вимушеному поперечному омиванні труб:

– тепловіддача при поперечному омиванні одиначної круглої труби може бути розрахована за співвідношеннями:

$$\text{за } 5 < Re < 10^3 - \quad Nu_p = 0,5 \cdot Re_p^{0,5} \cdot Pr_p^{0,38} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}, \quad (11.26)$$

$$\text{за } 10^3 < Re < 10^5 - \quad Nu_p = 0,25 \cdot Re_p^{0,6} \cdot Pr_p^{0,38} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}, \quad (11.27)$$

$$\text{за } Re = 3 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6 - \quad Nu_p = 0,023 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,37} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}, \quad (11.28)$$

У формулах (11.26)–(11.28) за визначальний лінійний розмір прийнято зовнішній діаметр труби, а за визначальну температуру –

середню температуру рідини; виняток становить $Pr_{ст}$, обираний за середньою температурою стінки труби.

Формули (11.26)–(11.28) справедливі, якщо кут ψ , складений напрямком потоку і віссю труби, званий кутом атаки, дорівнює 90° . Якщо кут $\psi < 90^\circ$, тепловіддача зменшується. Для оцінки її зменшення при $\psi = 30 - 90^\circ$ використовують залежність:

$$\alpha_\psi = \alpha_{\psi=90} (1 - 0,54 \cdot \cos^2 \psi), \quad (11.29)$$

де $\alpha_\psi, \alpha_{\psi=90}$ – коеф. тепловіддачі відповідно при $\psi < 90^\circ$ і $\psi = 90^\circ$;

– тепловіддача при поперечному омиванні пучків труб.

Найчастіше зустрічаються два основних типи трубних пучків: шаховий та коридорний. Виділяють три основні режими омивання і тепловіддачі в трубних пучках, що поперечно омиваються: ламінарний, змішаний і турбулентний. На підставі досліджень тепловіддачі зроблений ряд загальних висновків: середня тепловіддача першого ряду різна і визначається початковою турбулентністю потоку; починаючи приблизно з третього ряду, середня тепловіддача стабілізується, у зв'язку з тим, що в глибинних рядах ступінь турбулентності потоку визначається компонентуванням пучка, що є системою турбулізуючих пристроїв. Тепловіддача пучків труб залежить від відстані між трубами. Це відстань прийнято виражати у вигляді безрозмірних характеристик S_1/d і S_2/d , які називаються відповідно відносними поперечним і поздовжнім кроками.

При змішаному режимі ($Re \approx 10^3 - 10^5$) середній коефіцієнт тепловіддачі певного ряду пучка визначається:

$$Nu_p = c \cdot Re_p^n \cdot Pr_p^{0,33} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \bar{\epsilon}_i \cdot \epsilon_s; \quad (11.30)$$

де $c = 0,41$ і $n = 0,6$ – для шахових пучків; $c = 0,26$ і $n = 0,65$ – для коридорних пучків.

Визначальним розміром є зовнішній діаметр трубок пучка. За визначальну температуру приймається середня температура рідини. Швидкість рідини, що входить у критерій Re_p , підраховується по самому вузькому поперечному перерізі ряду пучка. Поправковий коефіцієнт ϵ_s враховує вплив відносних кроків. Для глибинних рядів коридорного пучка: $\epsilon_s = (S_2 / d)^{0,15}$, для шахового:

$$\text{– за } S_1 / S_2 < 2 \quad \epsilon_s = (S_1 / S_2)^{1/6};$$

$$\text{– за } S_1 / S_2 \geq 2 \quad \epsilon_s = 1,12,$$

де ϵ_i – поправочний множник, що враховує зміну тепловіддачі в початкових рядах труб. За $S_2 / d \leq 4$ поправку ϵ_i можна визначити за діаграмою.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі всього пучка в цілому необхідно здійснити осереднення середніх значень $\bar{\alpha}$, отриманих для окремих рядів:

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \bar{\alpha}_i F_i}{\sum_{i=1}^{i=n} F_i}, \quad (11.31)$$

де α_i – середній коефіцієнт тепловіддачі i -го ряду; F_i – сумарна поверхня теплообміну трубок i -го ряду; n – число рядів у пучку.

Якщо $F_1 = F_2 = \dots = F_n$ формула спрощується:

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{\alpha}_1 + \bar{\alpha}_2 + (n-2)\bar{\alpha}_3}{n}, \quad (11.32)$$

де $\alpha_1 = \varepsilon_1 \cdot \alpha_3$, $\alpha_2 = \varepsilon_2 \cdot \alpha_3$.

Для чисел $Re_p = 10-200$ – для шахових пучків та $Re_p = 10-150$ – для коридорних пучків.

Формула має вигляд:

$$Nu_p = c \cdot Re_p^{1/3} \cdot Pr_p^{1/3} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cr}} \right)^{1/4}, \quad (11.33)$$

де $c = 1,8$ – для шахового пучка; $c = 1,2$ – для коридорного пучка.

За $Re > 2 \times 10^5$ тепловіддача глибинних рядів шахового і коридорного пучків розраховується за формулою:

$$Nu_p = 0,021 \cdot Re_p^{0,84} \cdot Pr_p^{0,36} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cr}} \right)^{0,25}. \quad (11.34)$$

Формула (11.34) може бути застосована лише в разі, коли потік рідини перпендикулярний осі труб пучка (кут атаки $\psi = 90^\circ$). Якщо $\psi < 90^\circ$, тоді зміна коефіцієнта тепловіддачі враховується поправочним коефіцієнтом $\varepsilon_\psi = \alpha_\psi / \alpha_{\psi=90}$.

Значення $\varepsilon_\psi = f(\psi)$ можна взяти з довідникової літератури.

Для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі за ламінарного режиму течії використовують рівняння:

$$Nu_p = 0,66 \cdot Re_p^{0,5} \cdot Pr_p^{0,33} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cr}} \right)^{0,25}. \quad (11.35)$$

За турбулентного режиму течії середній коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою:

$$Nu_p = 0,037 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cr}} \right)^{0,25}. \quad (11.36)$$

Для повітря $Pr = 0,71$, і тому розрахункові формули для середньої тепловіддачі спрощуються:

– для ламінарного режиму течії:

$$Nu_p = 0,57 \cdot Re_p^{0,5}; \quad (11.37)$$

– для турбулентного режиму течії:

$$Nu_p = 0,032 \cdot Re_p^{0,8}. \quad (11.38)$$

Ці формули застосовні для умов, коли температура пластини постійна, тобто не змінюється по довжині. Як визначальну

температуру вибирають температуру потоку, що набігає, а визначальний розмір – довжину пластини.

4. Тепловіддача при плівковій конденсації пари на горизонтальній трубі (швидкість переміщення пара не більше 10 м/с).

Середній коефіцієнт тепловіддачі по довжині труб при горизонтальному їхньому розташуванні в цьому випадку визначається за формулою:

$$Nu_p = 0,72 \cdot (Ga_p \cdot Pr_p \cdot K_p)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}; \quad (11.39)$$

де $Ga_p = \frac{g \cdot d^3}{\nu^2}$ – критерій Галілея; $K_p = \frac{r}{c \cdot \Delta T}$ – критерій Кутателадзе.

Вхідні в критерії величини позначають:

g – прискорення сили тяжіння, м/с²; d – визначальний розмір, м; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості пари, м²/с; r – прихована питома теплота пароутворення, Дж/кг; c – питома теплоємність пари, Дж/(кг·°C); $\Delta T = T_n - T_{ст}$ – температурний напір між паром і стінкою, °C; T_n – температура насичення, °C; $T_{ст}$ – температура стінки, °C.

Якщо вплив члена, що враховує зміну фізичних параметрів від температури, невелика, тоді його можна прийняти $Pr_p / Pr_{ст} \approx 1$.

Як визначальний розмір приймається зовнішній діаметр труб, як визначальна температура приймається температура насичення. При конденсації пари на горизонтальному пучку труб тепловіддача нижчих труб помітно знижується внаслідок додаткового збільшення товщини плівки конденсату, що стікає від припливу його з верхніх труб. У цьому випадку коефіцієнт тепловіддачі кожного наведеного нижче ряду порівняно з трубками першого ряду знаходиться по співвідношенню $\varepsilon_n \cdot \alpha_n = \alpha_1$; де коефіцієнт ε_n орієнтовно можна визначити за графіком.

Середній коефіцієнт тепловіддачі для пучка труб дорівнює:

$$\alpha_{пучка} = \frac{\alpha}{n} \sum_1^n \varepsilon_i. \quad (11.40)$$

Для коридорного пучка труб n дорівнює числу рядів труб, для шахового пучка n дорівнює половині числа труб.

Для вирішення критеріальних рівнянь (11.24) і (11.25) необхідно знати середню температуру стінки. Обчислити температуру стінки можна, попередньо визначивши величини коефіцієнтів тепловіддачі, які за умовою не задані. Тому поставлену задачу вирішують методом послідовних наближень, задаючись значенням температури стінки.

Якщо умовні еквіваленти W_1 і W_2 одного порядку, що наявна в разі водоводяних теплообмінників (де $W = G \cdot c_p$), то можна задатися $t_{ст}^{cep} = (t_1 + t_2)/2$, де t_1 і t_2 – середні температури теплоносіїв. Для пароводяних теплообмінників $t_{ст}^{cep} = t_n - \Delta t_{cep}/2$, де t_n – температура

насичення, $\Delta t_{\text{сеп}}$ – середній температурний напір між теплоносіями. Потім знаходять коефіцієнти тепловіддачі за критеріальними рівняннями і за ними – температури стінок з боку первинного теплоносія $t_{\text{ст1}}$ і з боку вторинного теплоносія $t_{\text{ст2}}$ за рівностями:

$$t_{\text{ст1}} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} \quad \text{а} \quad t_{\text{ст2}} = t_2 - q \frac{\delta}{\lambda}, \quad \text{де} \quad -q = k \cdot \Delta t_{\text{сеп}} = \alpha_1 |t_1 - t_{\text{ст1}}|$$

Середня температура стінки дорівнює $t_{\text{ст}}^{\text{сеп}} = (t_{\text{ст1}} + t_{\text{ст2}})/2$.

Якщо вийшло значення $t_{\text{ст}}^{\text{сеп}}$, близьке до заданого (різниця не повинна перевищувати 3 градуси), тоді розрахунок температури стінки вважають закінченим. В іншому випадку розрахунок повторюють до отримання допустимої різниці температур.

Гідродинамічний розрахунок теплообмінника. Мета цього розрахунку теплообмінника полягає у визначенні витрат механічної енергії на переміщення теплоносіїв в апараті. Під час гідравлічного розрахунку теплообмінника необхідно враховувати опір тертя, місцеві опори і тепловий опір.

Останній опір обумовлений прискоренням потоку внаслідок зміни обсягу теплоносія при постійному перерізі каналу, що пов'язано зі зміною температури. Для крапельних рідин цим опором можна знехтувати.

Опір тертя при русі теплоносія в каналах визначається за формулою:

$$\Delta P_{\text{т}} = \xi \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (11.41)$$

де l і d – довжина і гідравлічний діаметр каналу; ξ – коефіцієнт опору тертя.

При неізотермічній течії рідини величина коефіцієнта ξ залежить не тільки від критерію Re , але і від критеріїв Gr та Pr . Зокрема, при турбулентному режимі течії маємо:

$$\xi = \frac{0,3164}{Re_p^{0,25}} \left(\frac{Pr_{\text{ст}}}{Pr} \right)^{0,33}. \quad (11.42)$$

Місцеві спротиви визначають за формулою:

$$\Delta P_{\text{т}} = \xi \frac{\rho v^2}{2}, \quad (11.43)$$

у якій коефіцієнт ξ залежить від виду місцевого опору (раптове звуження, поворот і т.п.). При поздовжньому омиванні пучків труб уздовж осі опір підраховується за формулами для прямих каналів, де в формули підставляється еквівалентний гідравлічний діаметр $d_{\text{екв}} = \frac{4f}{u}$. При поперечному омиванні пучків значення коефіцієнта опору визначається формулами:

– для шахових пучків за $\frac{x_1}{d} < \frac{x_2}{d}$, $\xi = (4 + 6,6m) \cdot Re_p^{-0,28}$, (11.44)

– для шахових пучків за $\frac{x_1}{d} > \frac{x_2}{d}$, $\xi = (5,4 + 3,4m) \cdot Re_p^{-0,28}$; (11.45)

$$- \text{ для коридорних пучків } \xi = (6 + 9m) \cdot \left(\frac{x_1}{d}\right)^{-0,23} \cdot Re_p^{-0,26}. \quad (11.46)$$

У цих формулах швидкість віднесена до найвужчого перетину пучка, фізичні властивості – до середньої температури потоку; m – число рядів у пучку в напрямку руху.

Тепловий опір можна підраховувати як подвоєну різницю швидкісних напорів наприкінці та на початку каналу:

$$\Delta P_{\text{тепл}} = 2 \cdot \left(\frac{\rho_2 \cdot v_2^2}{2} - \frac{\rho_1 \cdot v_1^2}{2} \right), \quad (11.47)$$

де ρ – щільність, кг/м³; v – середня швидкість течії, м/с.

Загальний опір кожного теплоносія визначається як сума всіх видів опору в елементах теплообмінника:

$$\Delta P = \sum \Delta P_T + \sum \Delta P_M + \sum \Delta P_{\text{тепл}}. \quad (11.48)$$

Потужність, необхідна для переміщення кожного теплоносія в теплообміннику, визначається формулою:

$$N_2 = \frac{\Delta P \cdot G}{10^3 \cdot \rho \cdot \eta}, \quad (11.49)$$

де G і ρ – масова витрата і середня щільність теплоносія; η – ККД пристрою (насоса) для переміщення теплоносія ($\eta = 0,4-0,7$).

Контрольні запитання

1. Що таке теплообмінний апарат?
2. Спосіб розташування труб у теплообмінному апараті?
3. Класифікація теплообмінних апаратів.
4. Які основні схеми руху теплоносіїв відносно один одного?
5. Вплив швидкості руху теплоносія на ефективність теплопередачі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Жілен Д. Перспективи розвитку відновлюваної енергетики в Україні / Д. Жілен, Д. Сайгін, Н. Вагнер. – IRENA, Абу-Дабі. – 2015. – 57 с.

2. Оржель О. Українська відновлювана енергетика: сьогодні, завтра / О. Оржель. – Київ : Українська асоціація відновлюваної енергетики, 2016. – 15 с.

3. Державна служба статистики України. – Режим доступу: www.ukrstat.gov.ua, вільний. (Дата звернення: 25.01.2021). – Назва з екрана.

4. Когенерационные технологии в энергетике на основе применения паровых турбин малой мощности. НАН Украины, Институт проблем машиностроения / А. Л. Шубенко, В. А. Маляренко, А. В. Сенецкий, Н. Ю. Бабак. – Харьков, 2014. – 320 с.

5. Cirincione N. Design, construction and commissioning of an Organic Rankine Cycle waste heat recovery system with a Tesla-Hybrid turbine expander / N. Cirincione. – Colorado : Copyright by Nicholas Ray Cirincione, 2011. – 79 p.

6. Когенераційні технології в малій енергетиці: монографія / В. А. Маляренко, О. Л. Шубенко та ін.; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О.М. Бекетова, Ін-т проблем машинобуд. ім. А. М. Підгорного. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2018. – 454 с.

7. Григоров В. Г. Утилизация низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов на химических предприятиях / В. Г. Григоров, В. К. Нейман, С. Д. Чураков и др. – М. : Химия, 1987. – 120 с.

8. Когенерація у водогрійних котельнях з котлами ПТВМ-100 при використанні органічного циклу Ренкіна / С. Ю. Андреев, В. А. Маляренко, О. Л. Шубенко та ін. // Інтегровані технології та енергозбереження : щоквартальний науково-практичний журнал. – Харків : НТУ «ХП». – 2016. – № 2. – С. 48–60.

9. Пятничко В. А. Утилизация низкопотенциального тепла для производства электроэнергии с использованием пентана в качестве рабочего тела / В. А. Пятничко, Т. К. Крушневич, А. И. Пятничко // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2003. – № 4. – С. 3–6.

10. Оценка технико-экономических показателей каскадной тепловой схемы турбоустановки на низкокипящих рабочих телах / А. Л. Шубенко, Н. Ю. Бабак, А. В. Сенецкий, В. П. Сарапин // Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХП» : зб. наук. праць. – Харків : НТУ «ХП». – 2017. – № 11 (1233). – С. 6–15.

11. Энергосбережение на ГРС при совместной работе турбодетандера и воздушной климатической системы / А. Л. Шубенко, В. П. Сарапин, А. В. Сенецкий, М. В. Сарапина // Гідравлічні машини та гідроагрегати. Вісник НТУ «ХПІ» : зб. наук. праць. – Харків : НТУ «ХПІ». – 2016. – № 20(1192). – С. 15–19.

12. Многоступенчатый осевой утилизационный турбодетандер для работы с потребителями газа разных давлений / А. Л. Шубенко, В. П. Сарапин, А. В. Сенецкий, Н. В. Пащенко // Гідравлічні машини та гідроагрегати. Вісник НТУ «ХПІ» : зб. наук. праць. – Харків : НТУ «ХПІ». – 2016. – № 42 (948). – С. 17–22.

13. Кучерява І. М. Відновлювана енергетика в світі та Україні станом на 2019 р. – початок 2020 р. / І. М. Кучерява, Н. Л. Сорокіна // Гідроенергетика України. – № 1–2/2020. – С. 38–44.

14. Відновлювана енергетика України [Електронний ресурс] – Режим доступу: https://uk.wiki-pedia.org/wiki/Відновлювана_енергетика_України, вільний. (Дата звернення: 25.01.2021). – Назва з екрана.

15. Які ціни на сонячні панелі зараз в Україні? (оновлено). [Електронний ресурс] – Режим доступу: – <https://joule.ua/blog/tsiny-na-soniachni-batarei-v-ukraini/>, вільний. (Дата звернення: 15.02.2021). – Назва з екрана.

16. Маляренко В. А. Возобновляемые энергоресурсы – альтернативное топливо XXI века / В. А. Маляренко, В. В. Соловей, А. И. Яковлев // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2005. – № 11. – С. 18–22.

17. Напрями розвитку альтернативних джерел енергії: акцент на твердому біопаливі та гнучких технологіях його виготовлення : монографія / О. С. Полянський, О. В. Дьяконов, О. С. Скрипник та ін. – Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О.М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2017. – 136 с.

18. Сапожников С. З. Техническая термодинамика и теплопередача : учебник для вузов / С. З. Сапожников, Э. Л. Китанин. – СПб. : Изд-во СПбГТУ, 1999. – 319 с.

19. Garland C. W. Experiments in Physical Chemistry / C. W. Garland, J. W. Nibler, D. P. Shoe-maker. – New York : McGraw-Hill Higher Education, 2009. – 100 p.

20. Van der Waals J. D. On the Continuity of the Gaseous and Liquid States / J. D. Van der Waals. – New York : Dover, 2004. – 320 p.

21. Poling B. E. The properties of gases and liquids / B. E. Poling, J. M. Prausnitz, J. P. O'Connell. – New York : McGraw-Hill Companies, Inc., 2001. – 803 p.

22. Техническая термодинамика и теплотехника : учебн. пособие для вузов / Л. Т. Бахшиена, Б. П. Кондауров, А. А. Захарова, В. С. Салтыкова. – 2-е изд., испр. – М. : Академия, 2008. – 272 с.
23. Кудинов В. А. Техническая термодинамика : учебн. пособие для вузов / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов. – М. : Высш. шк., 2000. – 261 с.
24. Базаров И. П. Термодинамика : учебник / И. П. Базаров. – 5-е изд., стер. – СПб. : Лань, 2010. – 384 с.
25. Шавра В. М. Основы холодильной техники и технологии пищевых отраслей промышленности : учебн. пособие / В. М. Шавра. – М. : ДеЛи принт, 2002. – 128 с.
26. Полунин В. М. Физика : конспект лекций по молекулярной физике и термодинамике для студентов инженерно-технических специальностей / В. М. Полунин, Г. Т. Сычев. – Курск : Курск. гос. техн. ун-т, 2002. – 134 с.
27. Сенецкий О. В. Науково-методологічні основи енергозбереження на базі турбоустановок малої потужності при утилізації вторинних енергетичних ресурсів: дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.16 / О. В. Сенецкий; [Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова]. – Харків, 2020. – 406 с.
28. Мошкарин А. В. Анализ тепловых схем ТЭС/ А. В. Мошкарин, Ю. В. Мельников. – Иваново : ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина», 2010. – 460 с.
29. Мошкарин А. В. Анализ схем испарительных установок ТЭС / А. В. Мошкарин, А. А. Мошкарин. – Иваново : ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина», 2007. – 271 с.
30. Цанев С. В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций : учебн. пособие для вузов / С. В. Цанев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов. – М. : МЭИ, 2002. – 584 с.
31. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т. В. Морозюк. – Одесса : Студия «Негоциант», 2006. – 765 с.
32. Эрдман С. В. Техническая термодинамика и теплотехника : учебн. пособие / С. В. Эрдман. – Томск : Изд-во ТПУ, 2006. – 87 с.
33. Системно-структурный анализ парокompрессорных термо-трансформаторов / Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братуга, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова. – Харьков : Институт проблем машиностроения НАН Украины, 2014. – 269 с.
34. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети : учебник для вузов / Е. Я. Соколов. – М. : Издательский дом МЭИ, 2001. – 472 с.

35. Market potential study for Organic Rankine Cycle technology in India / S. Goel, O. Herzog, A. Datta and others. – Indo-German Energy Forum Support Office (IGEF-SO), 2014. – 68 p.

36. Musbaudeen O. Modeling and performance evaluation of an Organic Rankine Cycle (ORC) with R245fa as working fluid: degree of Master's of Science / O. Musbaudeen. – Northern Cyprus Campus, 2012. – 79 p.

37. Бухмиров В. В. Теплообмен : учеб. пособие / В. В. Бухмиров. – Иваново : ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», 2014. – 360 с.

38. Цветков Ф. Ф. Теплообмен : учебник для вузов / Ф. Ф. Цветков, Б. А. Григорьев. – М. : Издательский дом МЭИ, 2011. – 562 с.

39. Дульнев Г. Н. Основы теории теплообмена / Г. Н. Дульнев, С. В. Тихонов. – СПб. : СПбГУИТМО, 2010. – 93 с.

40. Готовский М. А. Теплообмен в технологических установках ЦБП : учебн. пособие / М. А. Готовский, В. А. Суслов. – СПб. : СПб ГТУ РП, 2010. – 88 с.

41. Готовский М. А. Теплообмен в технологических установках ЦБП, часть 2: учебн. пособие / М. А. Готовский, В. А. Суслов. – СПб. : СПб ГТУ РП, 2011. – 123 с.

42. Письменный Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб / Е. Н. Письменный. – Киев : Альтерпрес, 2004. – 244 с.

43. Приданцев А. С. Теплообменные аппараты низкотемпературных установок : учебно-метод. пособие / А. С. Приданцев, Д. Д. Ахметлатыпова, А. А. Сагдеев. – Нижнекамск : Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2013. – 88 с.

44. Леонтьев А. П. Расчет аппаратов воздушного охлаждения : учебн. пособие / А. П. Леонтьев. – Тюмень : ТюмГМГУ, 2000. – 74 с.

45. Калашников С. А. Расчет теплообменного аппарата / С. А. Калашников. – Новосибирск : НГАВТ, 2009. – 78 с.

46. ГОСТ 31842-2012 (ISO 16812:2007). Теплообменники кожухотрубчатые. Технические требования. – Введ. 01.01.2014. – М. : Стандартиздат, 2013. – 38 с.

47. Дахин С. В. Расчет рекуперативных теплообменных аппаратов непрерывного действия : учебн. пособие / С. В. Дахин. – Воронеж : ГОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2008. – 110 с.

48. Виноградов С. Н. Выбор и расчет теплообменников / С. Н. Виноградов, К. В. Таранцев, О. С. Виноградов. – Пенза : ПГУ, 2001. – 100 с.

49. Белкин А. П. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа : методические указания для выполнения курсового проекта / А. П. Белкин. – Тюмень : ТюмГАСУ, 2013. – 24 с.
50. ТУ 3612-144-13972650-2015. Теплообменные кожухотрубчатые аппараты серии ТКА. – Введ. 20.05.15. – Казань : ЗАО «ЭТАЛОН ТКС», 2015. – 88 с.
51. Шумилин Е. В. Тепловой расчет котла : практикум / Е. В. Шумилин, С. А. Псаров. – Хабаровск : Тихоокеан. гос. ун-т, 2013. – 78 с.

Навчальне видання

МАЛЯРЕНКО Віталій Андрійович,
СЕНЕЦЬКИЙ Олександр Володимирович

**ТЕПЛОМАСООБМІН
В ОБ'ЄКТАХ АЛЬТЕРНАТИВНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ**

ПІДРУЧНИК

Відповідальний за випуск *Д. В. Тугай*

Редактор *О. В. Михаленко*
Комп'ютерне верстання *О. В. Сенецький*
Дизайн обкладинки *Т. А. Лазуренко*

Підп. до друку 03.06.2021. Формат 60×84/16
Друк на ризографі. Ум. друк арк. 18,1.
Тираж 60 пр. Зам. № 10239

Видавець і виготовлювач:
Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, 61002.
Електронна адреса: office@kname.edu.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК № 5328 від 11.04.2017.

