

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»



1898

В.В. Дубровська, В.І. Шкляр

ТЕХНОЛОГІЯ ВИРОБНИЦТВА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

Підручник

Затверджено Вченою радою КПІ ім. Ігоря Сікорського як підручник
для студентів, які навчаються за спеціальністю
141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2022

УДК 621.1, 621.4
Д79

*Затверджено Вченою радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 4 від 27 червня 2022 р.)*

Рецензенти: В.П. Петренко, д-р техн. наук, проф.,
Національний університет харчових технологій

В.П. Захарченко, канд. техн. наук, проф.,
Національний авіаційний університет

Відповідальний редактор В.І. Дешко, д-р техн. наук, проф.,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Дубровська В.В.
Д79 Технологія виробництва електричної енергії : підручник / В.В. Дубровська,
В.І. Шкляр – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 316 с.

Наведено основні закони термодинаміки, термодинамічні процеси, цикли теплових машин, властивості ідеальних газів, водяної пари. Описано явища теплопровідності, конвективного теплообміну і теплового випромінювання. Розглянуто енергетичне паливо, процеси горіння та типи котельних агрегатів; поршневі двигуни внутрішнього згорання, паротурбінні, газотурбінні та парогазові установки. Наведено класифікацію електричних станцій; принципові схеми теплових, атомних та гідравлічних електростанцій, їх обладнання та режими роботи.

Підручник складається з дев'яти розділів, які містять контрольні запитання.

В додатках наведено теплофізичні властивості води та водяної пари, h - s діаграма водяної пари.

Для викладачів та студентів спеціальності «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка».

© В.В. Дубровська, В.І. Шкляр, 2022
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, ІЕЕ, 2022

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. ТЕРМОДИНАМІКА.....	7
1.1. Основні поняття	7
1.2. Теплота і робота та їх визначення.....	19
1.3. Перший закон термодинаміки	29
1.4. Другий закон термодинаміки.....	33
1.5. Цикл Карно. Теореми Карно	38
1.6. Властивості і процеси з ідеальними газами	47
1.7. Реальні гази. Основні поняття і визначення.....	57
1.8. Цикл Ренкіна.....	68
Контрольні запитання.....	71
2. ТЕПЛООБМІН.....	72
2.1. Основні поняття і визначення.....	72
2.2. Теплопровідність.....	74
2.3. Конвективний теплообмін.....	91
2.4. Теплообмін при агрегатних перетвореннях рідини.....	102
2.5. Теплообмін випромінюванням	110
Контрольні запитання.....	122
3. КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ	124
3.1. Паливо	124
3.2. Особливості спалювання органічного палива.....	131
3.3. Котли і котельні установки	145
Контрольні запитання.....	165
4. ПАРОТУРБІННІ УСТАНОВКИ.....	167
4.1. Парові турбіни	167
4.2. Енергетичні баланси ПТУ	178
4.3. Способи підвищення теплової ефективності ПТУ	180
Контрольні запитання.....	192

5. ТЕПЛОВІ ДВИГУНИ	194
5.1. Поршневі двигуни	194
5.2. Газотурбінні установки	207
5.3. Парогазові і газопарові установки	220
Контрольні запитання	231
6. ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ	233
6.1. Класифікація теплових електричних станцій	237
6.2. Класифікація котелень	251
Контрольні запитання	255
7. АТОМНІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ	256
7.1. Ядерне паливо та теплоносії	256
7.2. Принципові схеми АЕС	260
Контрольні запитання	279
8. ГІДРОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ. ГІДРОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ	281
8.1. Склад і компонування основних споруд гідроелектростанцій	290
8.2. Гідроакumuлююча електростанція	294
Контрольні запитання	297
9. РЕЖИМИ РОБОТИ ТЕС, ГЕС ТА АЕС В ЕНЕРГЕТИЧНІЙ СИСТЕМІ	299
ЛІТЕРАТУРА	307
ДОДАТОК 1. Одиниці виміру тиску	308
ДОДАТОК 2. h - s діаграма водяної пари	309
ДОДАТОК 3. Термодинамічні властивості води та водяної пари в стані насичення (за температурами)	310
ДОДАТОК 4. Термодинамічні властивості води та водяної пари в стані насичення (за тиском)	312
ДОДАТОК 5. Термодинамічні властивості води та перегрітої водяної пари	314

ВСТУП

Науковий прогрес неможливий без розвитку енергетики. Енергетика визначається як галузь народного господарства, що охоплює енергетичні ресурси, вироблення, перетворення, передачу та використання різних видів енергії. Крім того, енергетика включає і науковий напрям досліджень, що займається вивченням суті всіх енергетичних перетворень, а також створенням нових напрямів використання енергії на користь людини.

Електроенергетика – провідна галузь енергетики, що забезпечує раціональне виробництво та розподіл електричної енергії. Вона має важливе значення в економіці будь-якої країни, що пояснюється такими перевагами електроенергетики перед енергією інших видів, як можливість передачі її на великі відстані, розподілу між споживачами, а також перетворення в інші види енергії (механічну, теплову, хімічну, світлову та ін.).

Вона займає особливе місце серед інших галузей народного господарства оскільки в електроенергетиці хімічна енергія, запасена в паливі, енергія падіння води, сонячна, вітрова та інші види енергії проходять шлях послідовного перетворення в теплову, механічну і, нарешті, в електричну енергію.

Енергія для задоволення потреб народного господарства і соціальних потреб суспільства виробляється на електричних станціях: теплових (ТЕС), атомних (АЕС), гідравлічних (ГЕС) та за рахунок поновлювальних джерел енергії (ПДЕ).

Основними формами застосування енергії є **теплота і електроенергія**.

Перетворення енергії відбувається в різних машинах, апаратах і пристроях, які складають технічну основу енергетики.

Навчальна дисципліна «Технологія виробництва електричної енергії» розглядає загальні питання виробництва та перетворення електричної енергії, характерні для всіх способів її отримання. Тому основною метою дисципліни є формування професійних компетенцій про склад, експлуатацію електростанцій різного типу, способів вироблення та передачі електричної енергії, наукові засади перет-

ворення різних видів енергії, проблеми ефективного використання енергоресурсів та способи їх заощадження.

Теоретичними розділами дисципліни, в яких досліджуються закони перетворення різних форм енергії, а також процеси передачі теплоти є технічна термодинаміка та теорія теплообміну [1-5].

В підручнику викладено основні питання горіння органічного палива; типи котельних агрегатів та їх елементів; двигунів внутрішнього згоряння, паротурбінних, газотурбінних та парогазових установок; принципові схеми теплових, атомних та гідравлічних електростанцій, їх обладнання та режими роботи; розглянуто питання підвищення енергоефективності роботи установок [3-6].

Кожний розділ містить контрольні запитання. В додатку наведені теплофізичні властивості води та водяної пари, $h-s$ діаграма водяної пари.

Підручник призначений для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за спеціальністю 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

1. ТЕРМОДИНАМІКА

1.1. Основні поняття

Термодинаміка – наука, яка вивчає процеси взаємного перетворення теплоти і роботи, властивості тіл і систем, що беруть участь в цих процесах.

В класичній термодинаміці при дослідженні різних процесів використовується феноменологічний (описовий) метод, який розглядає робоче тіло як макросередовище без урахування його мікрофізичної структури і процесів, обумовлених молекулярною будовою речовини [1-4].

Об'єктами вивчення термодинаміки є різні термодинамічні системи (ТДС), які являють собою сукупність макроскопічних матеріальних тіл, що обмінюються енергією (теплотою Q та /або роботою L) або речовиною (масою m) між собою і навколишнім (зовнішнім) середовищем (НС), яке лежить поза його межами. При цьому навколишнім середовищем є все те, що не увійшло до цієї термодинамічної системи. Термодинамічна система відокремлюється від навколишнього середовища оболонкою (контрольною поверхнею), яка може бути як реальною, так і уявною. Окреме тіло може розглядатися як ТДС. Найпростішим прикладом ТДС (тіла) може бути газ, що знаходиться в циліндрі з поршнем. До навколишнього середовища потрібно віднести циліндр і поршень, повітря, яке оточує їх, стіни приміщення, де знаходиться циліндр з поршнем та ін.

ТДС поділяються на закриті, відкриті, ізольовані та адіабатні (рис. 1.1).

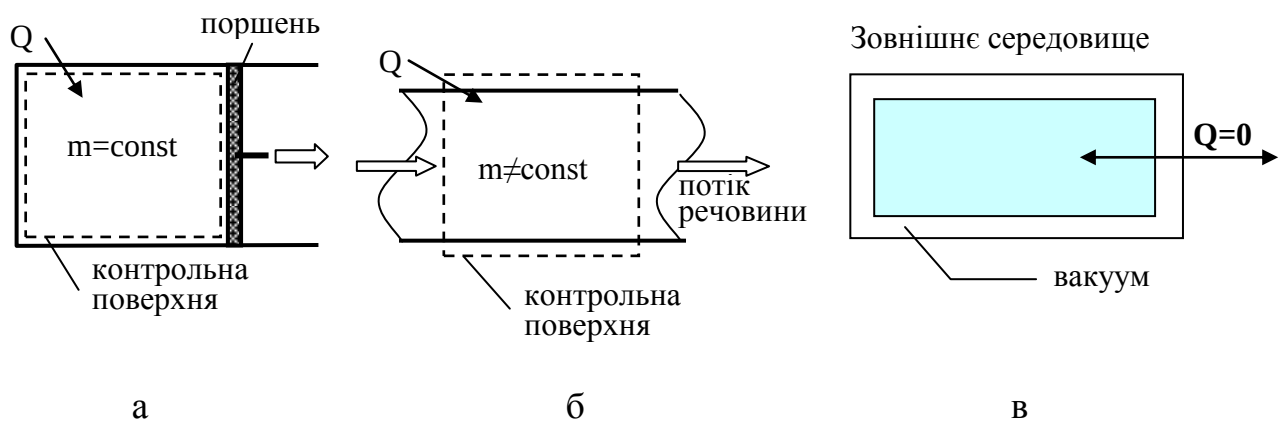


Рис. 1.1. Види ТДС: а – замкнута; б – відкрита; в – адіабатна

Закриті – немає обміну речовиною з навколишнім середовищем через контрольну поверхню ($m = \text{const}$). Наприклад, продукти згоряння двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) в процесі розширення.

Відкриті – є обмін речовиною і енергією з навколишнім середовищем через контрольну поверхню ($m \neq \text{const}$). Наприклад, процес виштовхування відпрацьованих газів в ДВЗ.

Ізольовані – не обмінюються енергією і речовиною з навколишнім середовищем ($m = \text{const}$). В природі не існують, але це необхідна абстракція.

Адіабатні або теплоізовані – відсутній теплообмін з навколишнім середовищем, наприклад, газ знаходиться в посудині, стінки якої вкриті ідеальною тепловою ізоляцією, що виключає теплообмін з навколишнім середовищем.

В закритій ТДС енергетичні взаємодії між частинами якої (або з іншими системами) обмежуються механічною роботою або теплообміном. Відкриті ТДС більш складні, але основні положення термодинаміки справедливі для обох типів систем.

Екосистема – це сукупність організмів і неживих компонентів, які взаємодіють разом і пов'язані потоками речовини і енергії. Всі екосистеми є термодинамічними відкритими системами.

Однорідна ТДС, в якій немає поверхні розділу, називається гомогенною (лід, вода, пара). В іншому випадку – гетерогенна система (лід і вода; вода і пара).

В термодинаміці розглядаються головним чином системи, за допомогою яких відбувається взаємне перетворення теплоти і роботи.

В теплових двигунах перетворення теплоти в роботу здійснюється за допомогою так званого робочого тіла. **Робочим тілом** називається фізична речовина – носій енергії. Як робоче тіло використовують гази і пари, які здатні значно змінювати свій об'єм при зміні зовнішніх умов. Наприклад, в двигунах внутрішнього згоряння та газотурбінних установках (ГТУ) розглядаються процеси, в яких робочим тілом є газ – продукти згоряння. В парових двигунах – робочим тілом є пара, яка легко переходить з пароподібного стану в рідкий і навпаки.

Термодинамічні параметри

Стан термодинамічної системи визначається завданням низки макроскопічних величин, які називають термодинамічними параметрами. Через різноманітність властивостей термодинамічних систем існує велика кількість термодинамічних параметрів: температура, тиск, маса, об'єм, теплоємність, теплопровідність, діелектрична проникність, концентрація хімічних елементів та ін. Серед них чотири параметри – температура, тиск, об'єм та маса – є основними і їх можна визначити експериментально.

Сукупність властивостей робочого тіла називається термодинамічним станом. Фізичні величини, які однозначно визначають стан ТДС, називаються термодинамічними параметрами (рис. 1.2) або функціями стану та поділяються на *інтенсивні* (незалежні від маси робочого тіла), наприклад, температура та тиск, і *екстенсивні* – пропорційні масі робочого тіла, наприклад, об'єм.

Термодинамічні параметри введені людиною для зручності вивчення навколишнього світу. Однак не всі параметри піддаються вимірюванню приладами.

Термодинамічні параметри			Термодинамічні параметри		
↙ Термічні			↘ Калоричні		
p	Абсолютний тиск	Па	U	Внутрішня енергія	кДж
			u		кДж/кг
v	Питомий об'єм	м ³ /кг	H	Ентальпія	кДж
			h		кДж/кг
T	Абсолютна температура	К	S	Ентропія	кДж/К
			s		кДж/кг·К

Рис. 1.2. Термодинамічні параметри

Оскільки в тому самому об'ємі, в залежності від тиску і температури, може міститися різна маса речовини, в термодинамічних розрахунках часто замість повного об'єму використовують поняття питомого об'єму.

Питомим об'ємом v однорідної речовини називається об'єм, який займає одиниця маси даної речовини:

$$v = \frac{V}{m} \quad [\text{м}^3/\text{кг}],$$

де V – об'єм довільної кількості речовини, м^3 ;

m – маса даної речовини, кг .

Густина тіла визначається як маса одиниці об'єму:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{1}{v} \quad [\text{кг}/\text{м}^3].$$

Абсолютний тиск обумовлений взаємодією молекул робочого тіла з поверхнею посудини, в якій міститься газ, і чисельно дорівнює силі, яка діє на одиницю площі поверхні по нормалі до неї.

У системі СІ тиск вимірюється у паскалях (Па): $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н}/\text{м}^2$. З огляду на невелику кількість цієї величини використовують похідні величини: кілопаскаль (кПа) і мегапаскаль (МПа):

$$1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}, \quad 1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}.$$

Крім одиниць СІ в техніці використовуються й інші одиниці виміру тиску (див. таблицю Д1).

Іноді використовують позасистемну одиницю – бар.

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 0,1 \text{ МПа}.$$

Вибір цієї одиниці виміру пояснюється тим, що атмосферний тиск повітря над поверхнею Землі приблизно дорівнює одному бару.

Часто використовується одиниця тиску в старій системі вимірювання (СГС) технічна атмосфера: $1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ($1 \text{ кГ}/\text{см}^2$). У фізиці застосовується поняття фізичної атмосфери – це тиск, що відповідає $1 \text{ атм} = 760 \text{ мм}$ ртутного стовпчика над рівнем моря при температурі 0°C . На практиці висоту стовпа рідини часто беруть для оцінки тиску. Тому метри і міліметри стовпа рідини стали одиницями вимірювання тиску:

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кг}/\text{см}^2 = 735 \text{ мм рт. ст.} = 0,981 \text{ бар} = 10 \text{ м вод. ст.}$$

Вимірювання тиску засноване на показах різних приладів, що діють за принципом відображення на шкалі величини, чисельно рівної різниці тисків у місці виміру і тиску навколишнього середовища.

Для вимірювання тиску застосовують прилади: барометри, манометри і вакуумметри. Барометрами вимірюють атмосферний тиск $p_{\text{АТМ}}$. Манометрами – тиск, який перевищує атмосферний, тобто так званий надлишковий тиск $p_{\text{НАД}}$. Для вимірювання розрідження застосовують вакуумметри $p_{\text{ВАК}}$.

Термодинамічним параметром є тільки абсолютний тиск.

При визначенні абсолютного тиску розрізняють 2 випадки (рис. 1.3):

1. **Коли тиск в апараті більше $p_{\text{АТМ}}$.** $p_{\text{АБС}} = p_{\text{НАД}} + p_{\text{АТМ}}$.
2. **Коли тиск в апараті менше $p_{\text{АТМ}}$.** $p_{\text{АБС}} = p_{\text{АТМ}} - p_{\text{ВАК}}$.

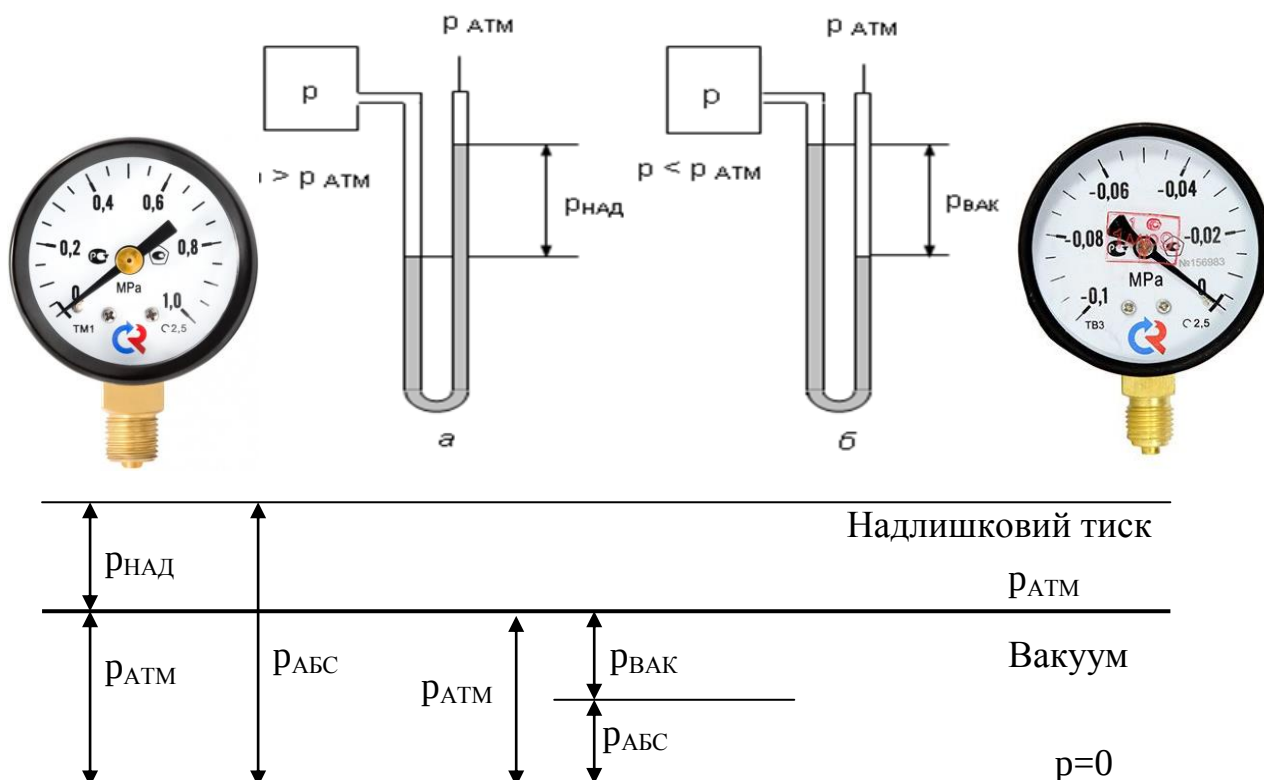


Рис. 1.3. Визначення абсолютного тиску:
 a – манометричного – $p_{\text{НАД}}$, $б$ – вакууму – $p_{\text{ВАК}}$

Температурою називається фізична величина, яка характеризує ступінь нагрівання тіла. Згідно з молекулярно-кінетичною теорією **абсолютна температура** T є мірою інтенсивності теплового руху молекул тіла і визначається середньою кінетичною енергією руху молекул газу. Безпосередньо виміряти кінетичну

енергію руху молекул практично неможливо. Тому для вимірювання температури використовують залежність від неї якої-небудь властивості речовини (наприклад, теплове розширення, е.р.с. між дотичними металами, електричний опір, інтенсивність випромінювання).

Кожний прилад для вимірювання температури відградуваний у відповідності з встановленою температурною шкалою. Чисельне значення температури залежить від обраної шкали температур. Поняття шкали температур включає два елементи: нуль відліку і значення 1 градуса.

У практиці вимірювання температури найчастіше використовують стоградусну шкалу, запропоновану в 1742 шведським фізиком А. Цельсієм (t , $^{\circ}\text{C}$), в якій точка замерзання води (плавлення льоду) при нормальному атмосферному тиску 101325 Па (760 мм рт.ст.) прийнята за 0°C , а точка кипіння води – за 100°C .

Відповідно до молекулярно-кінетичної теорії будови речовини зі зменшенням кінетичної енергії руху частинок системи температура зменшується, і можна припустити, що настане такий стан, при якому всі можливі форми руху речовини припиняться. Якщо цей стан взяти за нову точку відліку температури, а як одиницю – градус шкали Цельсія, то вийде так звана абсолютна температурна шкала, або шкала Кельвіна (T , K), введена 1848 році англійським вченим В. Томсоном (бароном Кельвіном). Саме **абсолютна температура** є параметром термодинамічної системи.

Вона не залежить від яких-небудь властивостей термометричної речовини і має єдину експериментальну, реперну точку – температуру потрійної точки води (стан рівноваги льоду, води і пари), якій приписується числове значення 273,16 К. За нуль відліку приймається $T_{\min} = 0 \text{ K}$ (практично недосяжний стан спокою молекул).

Температурі потрійної точки води 273,16 К відповідає $0,01^{\circ}\text{C}$.

Між температурними шкалами Цельсія і Кельвіна існує співвідношення:

$$T [\text{K}] = t [^{\circ}\text{C}] + 273,15,$$

причому різниця температур за шкалами Цельсія і Кельвіна є однаковою:

$$\Delta T [\text{K}] = \Delta t [^{\circ}\text{C}].$$

Крім цих шкал, існують і інші температурні шкали, наприклад Фаренгейта:

$$F = 1,8 \cdot t [^{\circ}\text{C}] + 32.$$

Вимірювання температури здійснюється за допомогою контактних та безконтактних методів (рис. 1.4). До приладів, в яких реалізовано контактний метод вимірювання, відносяться рідинні термометри, термометри опору, термоелектричні термометри (термопари). Тепловізори та пірометри реалізують безконтактний метод вимірювання температури.

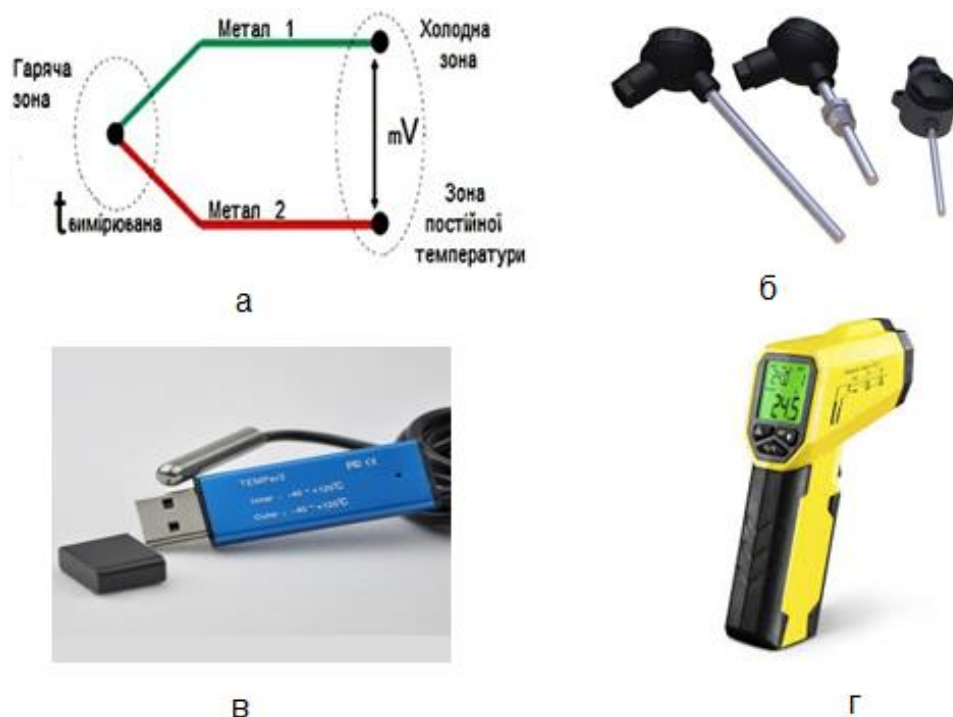


Рис. 1.4. Прилади для вимірювання температури:
а – вимірювання температури термопарою; б – термометри опору;
в – USB-термометр; г – пірометр

Термодинамічний процес

Розрізняють рівноважні і нерівноважні стани.

Під **рівноважним** станом тіла розуміють такий, при якому у всіх точках його об'єму тиск, температура, питомий об'єм і всі інші фізичні властивості однакові. Це стійкий стан і за відсутності зовнішніх дій може зберігатися довго.

Термодинамічним (ТД) процесом називається послідовна зміна стану робочого тіла, що відбувається в результаті його енергетичної взаємодії з навколишнім середовищем. **В термодинамічному процесі обов'язково змінюється хоча б один параметр.**

Процес зміни стану системи може бути рівноважним і нерівноважним. Якщо процес протікає так, що він проходить через рівноважні стани, то він називається **рівноважним**. Рівноважний процес можна здійснити при нескінченно повільній зміні зовнішніх умов або коли зміни параметрів, що характеризують стан системи, нескінченно малі в порівнянні із значенням самих параметрів.

Рівноважні процеси зміни стану термодинамічної системи можна зображати графічно. В термодинаміці частіше використовуються системи координат p - v і T - s .

На рисунку 1.5 показані рівноважні стани (A , A' , A'') і рівноважний процес AB .

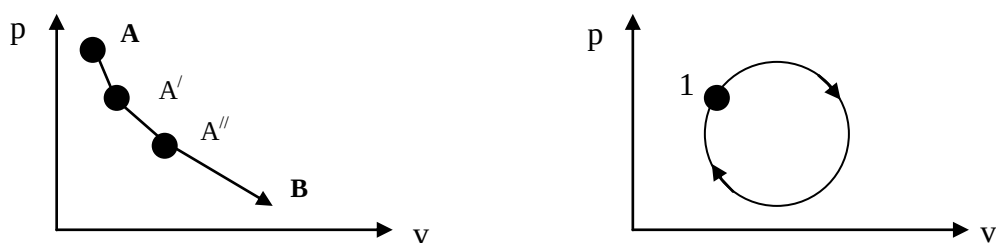


Рис. 1.5. Рівноважний та круговий процеси

Оборотні і необоротні процеси

Оборотним процесом називається такий ТД процес, який протікає через одні і ті ж рівноважні стани в прямому (A - B) і зворотному (B - A) напрямках так, що в робочому тілі і оточуючому середовищі не відбувається залишкових змін.

Процеси, що не задовольняють цій умові, називаються **необоротними**.

Умови здійснення оборотного процесу:

1. *Умова зовнішньої оборотності* – теплова і механічна рівновага, тобто рівність температур і тиску робочого тіла і навколишнього середовища в кожному стані процесу.
2. *Умова внутрішньої оборотності* – відсутність тертя, завихрення і інших односторонньо направлених процесів.

Оборотні процеси в чистому вигляді в природі і техніці не зустрічаються, оскільки реальні процеси завжди протікають з кінцевими швидкостями і з кінцевими різницями температур, і в робочому тілі не встигають встановлюватися

рівноважні стани. Проте, вивчення оборотних процесів грає важливу роль, оскільки багато реальних процесів близькі до них. Крім того, оборотні процеси приводять до максимальної ефективності перетворення енергії в теплових машинах і слугують мірою порівняння і оцінки реальних необоротних процесів.

Найпростішими, або основними, ТД процесами (рис. 1.6) є:

- $v = \text{const}$ – **ізохорний**;
- $p = \text{const}$ – **ізобарний**;
- $T = \text{const}$ ($pv = \text{const}$) – **ізоермічний**;
- $dq=0$ ($pv^k = \text{const}$) – **адіабатний**.

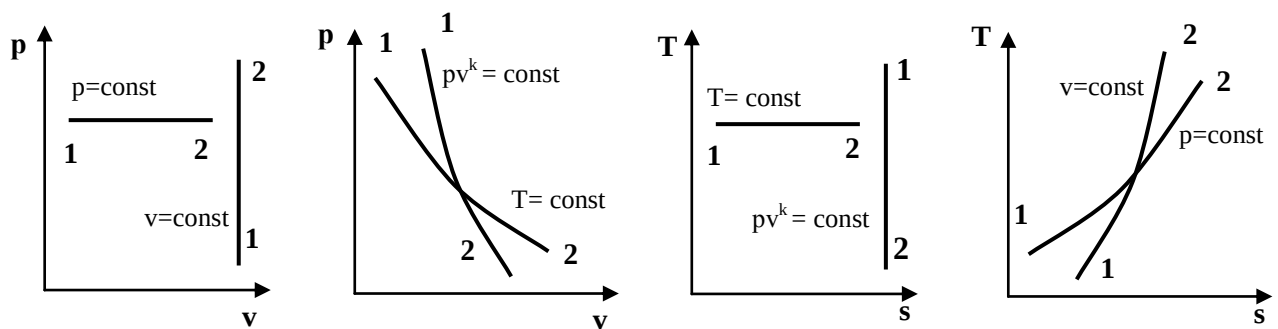


Рис. 1.6. Термодинамічні процеси

Робоче тіло

Спрощеною моделлю робочого тіла (р.т.) є ідеальний газ. В ідеальних газах відсутні сили взаємного притягання і відштовхування між молекулами, а об'ємом самих молекул можна знехтувати, вважаючи його нескінченно малою величиною в порівнянні з об'ємом, в якому вони розміщені.

Введення поняття ідеального газу дозволяє спростити математичні залежності між параметрами стану і на основі законів для ідеальних газів створити теорію термодинамічних процесів.

Ідеальні гази підпорядковані законам Бойля-Маріотта, Гей-Люссака і Шарля:

$pv = \text{const}$ – Бойля-Маріотта ($t = \text{const}$),

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2} \text{ – Гей-Люссака } (p = \text{const}),$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2} \text{ – Шарля } (v = \text{const}).$$

Параметри стану p, v, T однорідного тіла в рівноважному стані пов'язані між собою функціональною залежністю $\phi(p, v, T) = 0$, яка називається **термічним рівнянням стану**.

Найпростішим рівнянням стану є рівняння Клапейрона-Менделєєва для ідеального газу:

$$pv_{\mu} = R_{\mu} T,$$

де p – абсолютний тиск; v_{μ} – об'єм 1 кмоля газу; T – абсолютна температура; $R_{\mu} = 8314 \text{ Дж/кмоль} \cdot \text{К}$ – універсальна газова стала однакова для всіх газів.

Якщо обидві частини рівняння розділити на молярну масу μ , то отримаємо рівняння для 1 кг ідеального газу:

$$pv = RT,$$

де $R = R_{\mu} / \mu = 8314 / \mu$ – питома газова стала, залежна від хімічної структури газу і має для кожного газу своє значення, Дж/кг К.

Фізичний зміст питомої газової сталої – це робота розширення 1 кг газу при нагріванні його на 1 градус:

$$R_{\mu} = \frac{pv_{\mu}}{T} \left(\frac{\text{Нм}^3}{\text{м}^2 \text{кмольК}} \right) = \frac{10325 \cdot 22,4}{273} = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмольК}}.$$

Для m кг газу рівняння стану має вигляд:

$$pV = mRT.$$

Калоричні параметри стану

До параметрів стану відносяться також внутрішня енергія U , ентальпія H і ентропія S , які називаються **калоричними параметрами**.

Внутрішня енергія

Будь-яка термодинамічна система має власну енергію, яка пов'язана з різними формами руху та взаємодією її структурних частинок. Її називають внутрішньою енергією системи.

Під внутрішньою енергією розуміють суму запасів кінетичної U_K і потенціальної $U_{\text{пот}}$ енергії:

$$E = U_K + U_{\text{пот}}.$$

U_K – визначається обертальним, поступальним і коливальним рухом молекул і залежить тільки від температури тіла T , $U_K = f(T)$.

$U_{\text{пот}}$ – визначається силами взаємодії між молекулами і залежить від середньої відстані між молекулами, тобто від займаного робочим тілом питомого об'єму, $U_{\text{пот}} = f(v)$. Для ідеального газу $U_{\text{пот}} = 0$; $E = U_K = f(T)$.

Внутрішня енергія, віднесена до 1 кг маси робочого тіла, називається питомою внутрішньою енергією:

$$u = \frac{U}{m}, \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right].$$

Оскільки U є функцією стану, то її зміна не залежить від характеру процесу, а визначається тільки початковим і кінцевим станом, тобто:

$$\Delta U = \int_1^2 dU = U_2 - U_1.$$

Ентальпія

Розглянемо повну енергію газу, що знаходиться в посудині під тиском p , який створюється вантажем масою M (рис. 1.7). В цьому випадку повна енергія E складається з внутрішньої енергії газу під поршнем U і потенціальної енергії положення вантажу, рівної $p \cdot f \cdot z = p \cdot V$, тобто $E = U + pV$. Величина pV залежить від сил, які діють на поршень і отримала назву потенціальної енергії тиску.

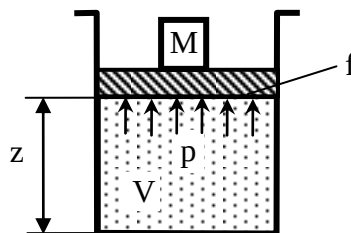


Рис. 1.7. До визначення ентальпії

Таким чином, якщо газ знаходиться в середовищі з тиском p , то з будь-яким його станом пов'язана деяка енергія:

$$U + pV = H.$$

Величина $H = U + pV$ отримала назву ентальпії газу в даному стані – сума внутрішньої енергії і потенціальної енергії тиску газу.

Для питомої ентальпії:

$$h = u + pv \text{ [кДж/кг]},$$

$$h = \frac{H}{m} \text{ [кДж/кг]}.$$

Оскільки величини, що входять до складу ентальпії є функціями стану, то і ентальпія є функцією стану, і її зміна не залежить від характеру процесу і визначається тільки початковим і кінцевим станами:

$$\Delta h = \int_1^2 dh = h_2 - h_1 = (u_2 + p_2 v_2) - (u_1 + p_1 v_1).$$

Ентропія

Ентропія – параметр стану, диференціал якого дорівнює відношенню нескінченно малої кількості теплоти δQ в елементарному оборотному процесі до абсолютної температури T , постійної на нескінченно малій ділянці процесу:

$$dS = \frac{\delta Q}{T} \text{ [кДж/К]}.$$

Якщо кількість теплоти віднести до 1 кг речовини, то отримаємо питому ентропію:

$$ds = \frac{\delta q}{T} \text{ [кДж/кг} \cdot \text{К]}.$$

Оскільки s є функцією стану, то її зміна не залежить від характеру процесу, а визначається тільки початковим і кінцевим станом, тобто:

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

Параметри є характеристикою стану, тому зміна параметрів стану в процесі 1a2 та 1b2 залежить від початкового 1 і кінцевого стану 2, і не залежить від характеру процесу (рис. 1.8):

$$Z = f(x, y), \quad \Delta Z_{1a2} = \Delta Z_{1b2} = Z_2 - Z_1.$$

В круговому процесі для будь-якого параметру стану:

$$\oint dZ = 0.$$

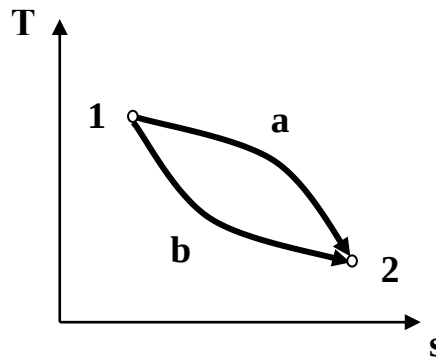


Рис. 1.8. Круговий процес

1.2. Теплота і робота та їх визначення

Теплота і робота – це дві форми передачі енергії. Вони є характеристиками процесу, а не функціями стану.

Теплота (Q) – форма передачі енергії в мікросередовищі при взаємодії між структурними частинками речовини і фізично пов'язана з теплопровідністю чи тепловим випромінюванням.

Робота (L) – форма передачі енергії в макросередовищі при переміщенні або зміні об'єму тіла чи його частин. Оскільки L і Q є мірою переданої енергії, то їх кількість вимірюється в одиницях енергії, тобто в джоулях.

Розрізняють:

1. $\delta Q, \delta L, \delta q, \delta l$ – нескінченно мала кількість роботи і теплоти (елементарна кількість).

2. Повна (загальна) кількість роботи і теплоти пов'язана з елементарною кількістю наступними залежностями:

$$\int_1^2 \delta L = L_{1-2} = L,$$

$$\int_1^2 \delta Q = Q_{1-2} = Q.$$

$\int$ – це сума елементарних робіт чи елементарної кількості теплоти.

d – диференціал – нескінченно мала зміна чого-небудь.

δ – нескінченно мала або елементарна кількість чого-небудь.

Обчислення роботи процесу

Термодинаміка розглядає три види роботи:

1. **Деформаційна (термодинамічна)** – робота зміни об'єму L .
2. **Робота переміщення** $L_{\text{П}}$ чи **наявна робота** $L_{\text{Н}}$ пов'язана зі зміною тиску.
3. **Технічна робота** $L_{\text{Т}}$.

Робота зміни об'єму

Це механічний ефект взаємодії тіла з навколишнім середовищем, пов'язаний зі зміною об'єму, коли по всій поверхні діє рівномірно розподілений тиск навколишнього середовища рівний тиску тіла.

До газу, що знаходиться в циліндрі і займає об'єм V_1 під тиском p , підводять деяку кількість теплоти (рис. 1.9) [1]. Робоче тіло розширюється і поршень переміщується на відстань dx . При цьому воно виконає роботу, яка дорівнює силі помноженій на шлях. Оскільки тиск завжди спрямований по нормалі до поверхні, то сила, яка діє на елементарну поверхню f буде дорівнювати $p \cdot f$, а елементарна робота на шляху dx :

$$\delta L = p \cdot f \cdot dx = p \cdot dv ,$$

де $dv = f \cdot dx$ – елементарний об'єм.

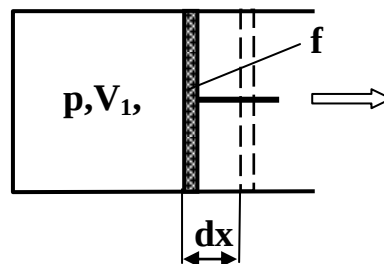


Рис. 1.9. До визначення роботи зміни об'єму

Повна робота тіла при зміні об'єму від V_1 до V_2 складе:

$$L = \int_{V_1}^{V_2} \delta L = \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV ,$$

або для 1 кг газу:

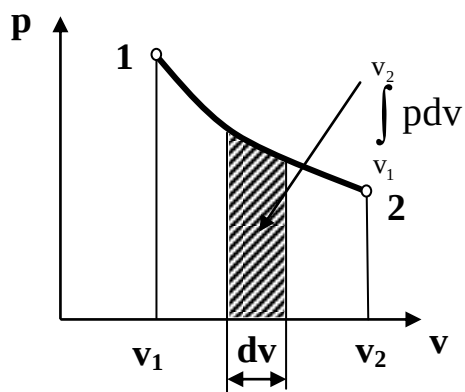
$$\delta l = p \cdot dv \quad \text{чи} \quad l = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv,$$

питома робота:

$$l = \frac{L}{m} \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right].$$

Робота, яка виконується безпосередньо робочим тілом (процес розширення), **має знак плюс**, а робота, яка виконується зовнішнім середовищем над тілом (процес стиснення) **має знак мінус**. На p - v діаграмі робота зміни об'єму зображується площею, обмеженою кривою процесу, віссю питомих об'ємів і ординатами, що відповідають початку і кінцю процесу v_1 і v_2 . Тому p - v діаграму називають робочою.

Як видно з рисунку, величина питомої роботи залежить від характеру (шляху) процесу (рис. 1.10). Для однакових початкових і кінцевих станів можна отримати різні значення роботи l . Тобто, робота l не є функцією стану, а її диференціал не є повним диференціалом.



1. $dV > 0$, V – зростає, $l > 0$;
2. $dV < 0$, V – зменшується, $l < 0$;
3. $dV = 0$, ($V = \text{const}$), $l = 0$.

Рис.1.10. Робота зміни об'єму в p - v координатах

Для розв'язку інтегралу $l = \int_1^2 p dv$ необхідно знати залежність $p = f(v)$, тобто

рівняння процесу. Для ідеального газу знайдемо рівняння для визначення роботи в різних ТД процесах:

а) $p = \text{const}$, $l = \int_1^2 p \cdot dv = p \cdot (v_2 - v_1)$;

$$\text{б) } v = \text{const}, \quad l = \int_1^2 p \cdot dv = 0, \quad \text{бо } dv = 0.$$

$$\text{в) } pv = \text{const}, \quad l = \int_1^2 p \cdot dv = \left| \begin{array}{l} p_1 \cdot v_1 = p \cdot v \\ p = \frac{p_1 \cdot v_1}{v} \end{array} \right| \Rightarrow \int_1^2 p_1 \cdot v_1 \frac{dv}{v} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{v_2}{v_1};$$

$$\begin{aligned} \text{г) } pv^k = \text{const}, \quad l &= \int_1^2 p \cdot dv = \left| \begin{array}{l} p_1 v_1^k = p v^k \\ p = \frac{p_1 v_1^k}{v^k} \end{array} \right| \Rightarrow \int_1^2 p_1 v_1^k \frac{dv}{v^k} = \frac{p_1 v_1^k}{k-1} (v_2^{1-k} - v_1^{1-k}) = \\ &= \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \end{aligned}$$

Робота переміщення або наявна робота

Робота переміщення або наявна робота – механічний ефект взаємодії робочого тіла з навколишнім середовищем при переході з області з одним тиском в область з іншим тиском [1-2].

Нехай в каналі рухається газ з масовою витратою m , кг/с. В перерізі I-I тиск робочого тіла – p , а в перерізі II-II – $p+dp$ (рис. 1.11).

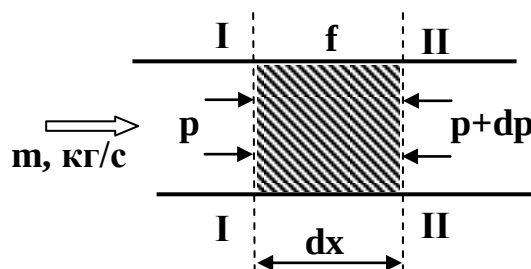


Рис. 1.11. До визначення наявної роботи

f – поперечний переріз каналу;

$w = \frac{dx}{d\tau}$ – швидкість газового потоку [м/с];

$f \cdot w = V$ – об'ємна витрата газу, [м³/с].

$F_I = p \cdot f$; $F_{II} = -(p+dp) \cdot f$ – сили, що діють в перерізах I-I і II-II.

Робота дорівнює силі помноженій на переміщення. Оскільки в даному випадку розглядається рухоме середовище для якого задана масова витрата m ,

то переміщення в одиницю часу є не що інше, як швидкість.

Тоді елементарна робота переміщення дорівнює:

$$\delta L_{\Pi} = [p - (p+dp)] \cdot \frac{dx}{d\tau} = -Vdp.$$

Повна робота при зміні тиску від p_1 до p_2 дорівнює:

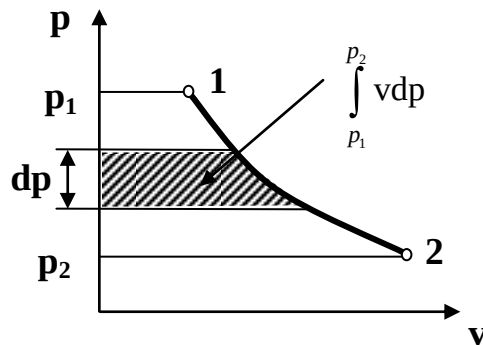
$$L_{\Pi} = - \int_{p_1}^{p_2} Vdp, \text{ [Дж/с]}.$$

Питома робота переміщення:

$$l_{\Pi} = \frac{L_{\Pi}}{m} = - \int_{p_1}^{p_2} vdp \quad \text{чи} \quad \delta l_{\Pi} = -vdp, \quad \left[\frac{\text{Дж} \cdot \text{с}}{\text{с} \cdot \text{кг}} = \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right].$$

Питома робота в p - v координатах еквівалентна площі, що обмежена кривою процесу, віссю тиску p і значеннями тиску на початку і в кінці процесу p_1 і p_2 (рис. 1.12).

l_{Π} – алгебраїчна величина.



1. $dp > 0$, p – зростає, $l_{\Pi} < 0$.
2. $dp < 0$, p – зменшується, $l_{\Pi} > 0$.
3. $dp = 0$, $p = \text{const}$, $l_{\Pi} = 0$.

Рис.1.12. Наявна робота в p - v координатах

Зв'язок між термодинамічною роботою і роботою переміщення:

$$l = \int_1^2 p \cdot dv, \quad l_{\Pi} = - \int_1^2 v \cdot dp, \quad h = u + p \cdot v,$$

де pv – потенціальна енергія тиску, позначимо $pv = \pi$.

Продиференціюємо даний вираз:

$$d(pv) = p \cdot dv + v \cdot dp,$$

$$\int_1^2 d(pv) = p_2 v_2 - p_1 v_1 = \Delta \pi = \int_1^2 p dv + \int_1^2 v dp = l - l_{\Pi},$$

$$l = l_{\Pi} + \Delta \pi.$$

Термодинамічна робота дорівнює роботі переміщення плюс зміна потенціальної енергії тиску.

Якщо процес необоротний (внутрішня необоротність, наявність тертя), тоді:

$$l = \int_1^2 p dv - l_{EB}, \quad l_{\Pi} = - \int_1^2 v dp - l_{EB},$$

де l_{EB} – енергетичні втрати.

Якщо: $l_{EB} = 0$ – процес оборотний;
 $l_{EB} > 0$ – процес необоротний;
 $l_{EB} < 0$ – процес неможливий.

Робота, зменшена на величину l_{EB} , називається **корисною** чи **ефективною** роботою.

Технічна робота

Характеризує механічний ефект взаємодії робочого тіла з об'єктом роботи (з рухомими твердими стінками каналу), має місце у газовому потоці [1]. Ця робота пов'язана з переміщенням робочого тіла з однієї висоти на іншу, коли відбувається зміна тиску (втрата тиску) внаслідок наявності сил тертя і місцевих опорів. При переміщенні середовища має місце зміна швидкості руху потоку.

Розглянемо приклад відкритої системи – стаціонарний потік робочого тіла рухається в каналі (рис. 1.13). Параметри робочого тіла усереднені по поперечному перерізу. У вхідному перерізі швидкість w_1 , висота рівня – z_1 , а на виході з каналу відповідно w_2, z_2 .

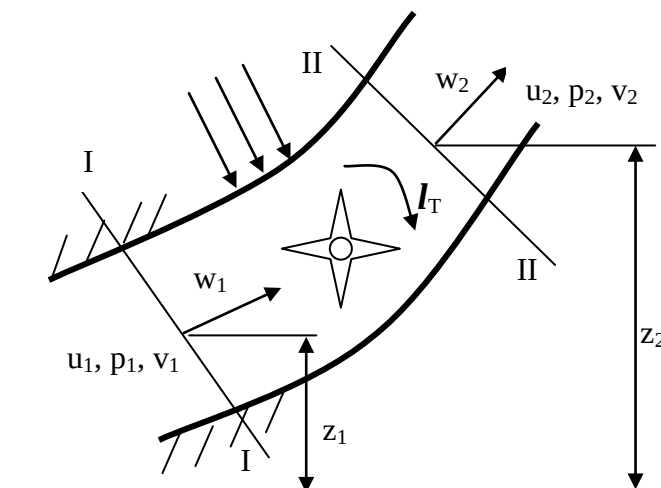


Рис. 1.13. Технічна робота

Потік може виконувати роботу над зовнішніми об'єктами діючи на рухомі стінки каналу, лопатки турбіни, переміщуючи тверді частинки. Ця робота називається технічною L_T .

L_T – це одна зі складових енергетичного балансу відкритої системи. Для стаціонарних процесів іншими складовими енергобалансу, є потоки енергії які проходять через вхідний і вихідний перерізи.

При русі в каналі буде змінюватись кінетична енергія потоку $\frac{mw^2}{2}$ і зовнішня потенціальна енергія mgz . Рівняння балансу механічної енергії в системі при оборотному процесі буде записано наступним чином:

$$L = L_T + (p_2 V_2 - p_1 V_1) + m \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right) + m \cdot g (z_2 - z_1),$$

$$l = l_T + \Delta(p \cdot v) + \Delta \left(\frac{w^2}{2} \right) + g \cdot \Delta z - \text{загальний баланс роботи.}$$

Визначення кількості теплоти

Теплота є мікрофізичною неупорядкованою формою обміну енергією, що має місце при контакті тіл із різною температурою. Теплота завжди передається від більш нагрітого тіла до менш нагрітого [1-4].

Кількість теплоти, яка передається (отримується) при взаємодії р.т. з навколишнім середовищем, можна визначити двома способами:

1. Кількість теплоти можна визначити на основі поняття теплоємності.

Теплоємністю тіла називається кількість теплоти Q , необхідна для нагрівання його на 1 К:

$$C_x = \frac{dQ_x}{dT}; \quad c_x = \frac{dq_x}{dT}; \quad q_x = \int_1^2 c_x \cdot dt = \int_1^2 c_x \cdot dT,$$

де індекс x вказує на характер процесу; c - питома теплоємність.

Питома теплоємність буває:

$$\text{масовою} - c, \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right],$$

$$\text{молярною} - c_{\mu}, \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}} \right],$$

$$\text{об'ємною} - c', \left[\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}} \right].$$

Теплоємності пов'язані між собою залежностями:

$$c' = \frac{c_{\mu}}{22,4} = c \cdot \rho_H \quad \text{або} \quad c = \frac{c_{\mu}}{\mu} = c' \cdot \nu.$$

Для реальних газів теплоємність залежить від температури, природних властивостей, характеру процесу та тиску. Величина теплоємності може змінюватись від $-\infty$ до $+\infty$. Найбільш часто зустрічаються в практиці теплоємності в процесах зі сталим тиском – c_p і сталим об'ємом – c_v . Співвідношення цих величин для ідеального газу визначаються формулою Майєра:

$$c_p - c_v = R.$$

Їх відношення позначають:

$$\frac{c_p}{c_v} = k,$$

де k – показник адіабати (коефіцієнт Пуассона).

Для одно-, дво- і багатоатомних ідеальних газів:

$$k = \frac{5}{3} (1,67); \quad \frac{7}{5} (1,4); \quad \frac{9}{7} (1,29).$$

Якщо газ нагрівати при постійному об'ємі, то вся теплота, що підводиться, піде на зміну температури газу, тобто на зміну внутрішньої енергії. Якщо ж нагрівати газ при постійному тиску, наприклад, в циліндрі з поршнем, то газ при нагріванні розширюється, поршень переміщується, тобто газ здійснить роботу. Отже, теплота, що підводиться, буде витрачатися і на зміну внутрішньої енергії, і на виконання роботи. Звідси зрозуміло, що $c_p > c_v$.

Залежність теплоємності від температури є нелінійною і може бути задана аналітично у вигляді многочлена:

$$c = a + b \cdot t + d \cdot t^2,$$

де a , b , d – коефіцієнти, які залежать від природи газу і визначаються експериментально.

Вид графічної залежності теплоємності від температури наведено на рисунку 1.14.

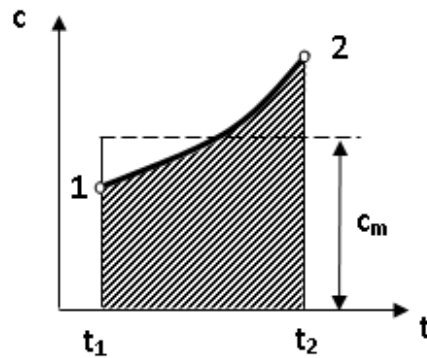


Рис. 1.14. Визначення кількості теплоти в c-t координатах

Якщо кількість теплоти q , яка підводиться до одиниці кількості газу (чи відводиться) від нього при зміні температури газу від t_1 до t_2 (чи від T_1 до T_2),

то $c_m = \frac{q}{t_2 - t_1}$ являє собою середню теплоємність.

Границя цього відношення, коли різниця температур прямує до нуля, називається істинною теплоємністю:

$$c = \lim_{dt \rightarrow 0} \frac{dq}{dt}.$$

Оскільки теплоємність термодинамічної системи залежить від характеру процесу, то теплота є функцією процесу, а δQ не є повним диференціалом.

При постійній теплоємності:

$$q = c \cdot \Delta t.$$

За допомогою теплоємності не завжди можна розрахувати теплоту. При фазових переходах речовини, температура тіла не змінюється ($T = \text{const}$), але теплота фазового переходу не дорівнює нулю ($q \neq 0$). Наприклад, при постійному атмосферному тиску плавлення льоду вимагає підведення теплоти, при цьому температура рідкої і твердої фаз води залишається незмінною і рівною 0°C . В цьому випадку скористатися останнім виразом для визначення теплоти не можна, тому що $dt = 0$, а $c = \infty$.

2. Кількість теплоти можна визначити з виразу для ентропії оборотного процесу:

$$\delta Q = T \cdot dS,$$

або для питомої кількості теплоти:

$$\delta q = \frac{\delta Q}{m} = T \cdot ds,$$

$$q = T \cdot \Delta s = (s_2 - s_1)T.$$

Для скінченного процесу, в якому питома ентропія змінюється від s_1 до s_2 , загальний вираз питомої кількості теплоти має вигляд:

$$q = \int_{s_1}^{s_2} T \cdot ds.$$

Оскільки абсолютна температура $T > 0$, то знак теплоти визначається тільки знаком зміни ентропії. Процес збільшення питомої ентропії ($ds > 0$) означає підведення теплоти до робочого тіла.

Графічне зображення процесу в системі координат T - s отримало назву теплової діаграми. Так само як і будь-яка інша робота, теплота є функцією процесу, про що вказує знак неповного диференціалу δ .

У T - s координатах заштрихована площа під елементарною ділянкою процесу відповідає елементарній кількості теплоти δq , яка дорівнює добутку $T \cdot ds$. Інтегральна сума таких площ під лінією 1-2 дорівнює загальній кількості теплоти q (площа 12 s_2 s_1 1), що отримує тіло в процесі 1-2 (рис. 1.15).

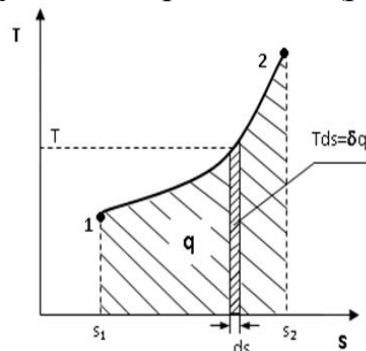


Рис. 1.15. Теплота в p - v та T - s координатах

Підведена теплота має знак плюс, а відведена – мінус.

Передача енергії у формі теплоти і роботи може відбуватися одночасно.

Якщо процес необоротний:

$$q = \int_{s_1}^{s_2} T \cdot ds - q_{\text{ЕВ}},$$

де $q_{\text{ЕВ}}$ – енергетичні втрати (теплові втрати):

- 1) $q_{EB} = 0$ – процес оборотний;
- 2) $q_{EB} > 0$ – процес необоротний;
- 3) $q_{EB} < 0$ – процес неможливий.

Математичні властивості теплоти і роботи

1. Теплота і робота є характеристиками процесу, а не функціями стану.
2. Теплота і робота за величиною залежать від характеру (шляху) процесу.
3. Круговий інтеграл від диференціала теплоти і роботи не дорівнює нулю в загальному випадку (рис. 1.16):

$$\oint \delta q \neq 0$$

$$\oint \delta l \neq 0.$$

4. δQ і δL не є повними диференціалами.

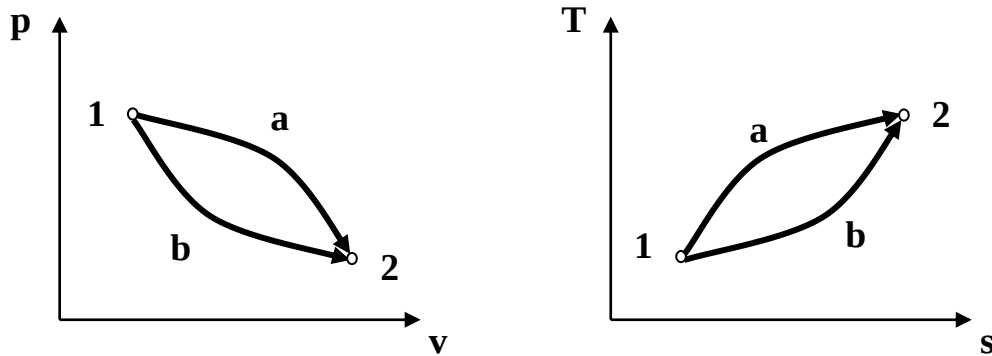


Рис. 1.16. Теплота та робота в p - v та T - s координатах

1.3. Перший закон термодинаміки

Відкриття першого закону термодинаміки відноситься до середини XIX століття, а його основоположниками вважають Р.Майєра і Д.Джоуля.

I закон термодинаміки є частковим випадком загального закону збереження і перетворення енергії стосовно до процесів, що протікають у ТДС.

Закон збереження і перетворення енергії говорить, що в ізольованій системі сума усіх видів енергії є величиною постійною.

В ТД процесах р.т. може віддавати або отримувати енергію у формі теплоти Q і у формі роботи L . В результаті чого енергія буде змінюватися чисельно на ΔE . Тоді відповідно до закону збереження енергії, і з урахуванням

знаків L і Q (при однаково направлених потоках теплоти і роботи знаки їх протилежні) рівняння енергетичного балансу прийме вигляд:

$$\begin{aligned} Q + (-L) &= \Delta E, \\ Q &= \Delta E + L. \end{aligned} \quad (1.1)$$

Тобто в ТД процесі підведена теплота витрачається на зміну його енергії і здійснення зовнішньої роботи.

В загальному випадку зміна повної енергії р.т. дорівнює:

$$\Delta E = \Delta U + m \Delta w^2/2 + m \cdot g \cdot \Delta z,$$

де $m \cdot g \cdot \Delta z$ – потенціальна енергія обумовлена положенням р.т. в полі зовнішніх сил.

Тоді:

$$Q = \Delta U + m \Delta w^2/2 + mg\Delta z + L. \quad (1.2)$$

Або для 1 кг р.т.:

$$q = \Delta u + \Delta w^2/2 + g\Delta z + l. \quad (1.3)$$

Якщо р.т. не рухається, а потенціальною енергією можна знехтувати, то тоді повна енергія р.т. буде складатися тільки з його внутрішньої енергії:

$$\Delta E = \Delta U \rightarrow Q = \Delta U + L. \quad (1.4)$$

Або для 1 кг р.т.:

$$q = \Delta u + l. \quad (1.5)$$

Рівняння (1.4) і (1.5) є формами запису I закону термодинаміки.

Формулювання I закону термодинаміки

1. Теплота і робота у взаємних перетвореннях еквівалентні одне одному, тобто визначеній кількості теплоти перетвореної у роботу відповідає цілком визначена кількість роботи і навпаки.

2. У будь-якій ТДС алгебраїчна сума роботи і теплоти дорівнює зміні внутрішньої енергії і не залежить від характеру процесу.

3. Вічний двигун I роду неможливий, тобто неможлива машина, яка виконує роботу без витрат теплоти ззовні.

Цей закон є абсолютним законом природи.

Математичний вираз I закону термодинаміки

1. Через зміну внутрішньої енергії:

$$q = \Delta u + l = \Delta u + \int_1^2 p dv - \text{інтегральна форма запису I закону,}$$

$$\delta q = du + \delta l = du + p dv - \text{диференціальна форма запису.}$$

З огляду на те, що $h = u + pv$ ($dh = du + p dv + v dp$).

2. Через ентальпію:

$$q = \Delta h + l_{II} = \Delta h - \int_1^2 v dp - \text{інтегральна форма запису I закону термодинаміки,}$$

$$\delta q = dh + \delta l_{II} = dh - v dp - \text{диференціальна форма запису.}$$

Для кругового процесу вираз I закону термодинаміки:

$$\oint \delta q = \oint du + \oint \delta l ; \quad \oint du = 0 ; \quad \oint \delta q = \oint \delta l .$$

Робота в круговому процесі може здійснюватися тільки за рахунок витраченої кількості теплоти.

Якщо об'єднати вирази першого закону термодинаміки з виразом $\delta q = T ds$, то отримаємо **основне рівняння термодинаміки** або **термодинамічна тотожність**:

$$T ds = du + p dv = dh - v dp.$$

I закон термодинаміки стосовно окремих термодинамічних процесів

Окремі процеси – це процеси, що протікають при постійному значенні хоча б одного термодинамічного параметра.

1. $p = \text{const}$ – ізобарний процес:

$$\delta l_{II} = -v dp = 0 ,$$

$$q = \Delta u + l = \Delta h + l_{II} .$$

Теплота дорівнює зміні ентальпії:

$$q = \Delta h .$$

2. $v = \text{const}$ – ізохорний процес:

$$\delta l = p dv = 0 ,$$

$$q = \Delta u .$$

Теплота дорівнює зміні внутрішньої енергії.

3. $T = \text{const}$ – ізотермічний процес:

$$q = \Delta u + l = \Delta h + l_{\Pi}.$$

Для ідеального газу:

$$u = f(T),$$

$$h = u + pv = u + RT,$$

$$h = f(T).$$

$$\Delta u = \Delta h = 0.$$

4. $q=0$ – адіабатний процес:

$$\delta q = Tds = 0,$$

$$s = \text{const}.$$

Оборотний адіабатний процес – це процес при постійній ентропії:

$$l = -\Delta u,$$

$$l_{\Pi} = -\Delta h.$$

I закон термодинаміки для циклів:

$$\oint du = \oint dh = 0, \quad Q_{\Pi} = L_{\Pi}.$$

I закон термодинаміки для необоротних процесів

I закон термодинаміки справедливий як для оборотних, так і для необоротних процесів. Формули I закону мають деякі особливості для необоротних процесів.

Розглянемо процес, який відбувається при втраті енергії на подолання сил внутрішнього тертя робочого тіла. У цих умовах частина механічного ефекту (роботи) витрачається на подолання опорів і корисна зовнішня робота порівняно з роботою оборотного процесу зменшується на величину δl_{EB} .

Тоді рівняння I закону термодинаміки запишеться так:

$$\delta q = du + \delta l^{\text{необ}} = du + pdv - \delta l_{EB},$$

$$\delta q = dh + \delta l_{\Pi}^{\text{необ}} = dh - vdp - \delta l_{EB}.$$

I закон має значення як окрема форма загального закону збереження і перетворення енергії для наукового обґрунтування принципу незнищеної та нестворюваної матерії, яка завжди перебуває в русі і здатна переходити з однієї форми руху в іншу.

1.4. Другий закон термодинаміки

За допомогою I закону ТД визначається відповідність різних видів енергії, а також встановлюється зв'язок між такими величинами, як кількість підведеної до системи теплоти, зміна її внутрішньої енергії і виконана системою робота. Але цей закон не дозволяє з'ясувати можливість реального здійснення процесу, його глибину і напрямок протікання. Тому виникла необхідність використати додаткові закономірності, які дозволяють проводити повний аналіз процесів і явищ в ТДС.

Це знайшло відображення у II законі ТД, а також цей закон допомагає визначити умови, за яких система виконає максимальну кількість роботи.

II закон термодинаміки встановлює якісні відмінності в процесах взаємного перетворення теплоти і роботи, який визначає відмінності між цими процесами.

Різні фізичні процеси у природі II закон розділяє на дві групи.

Природні (самочинні) – протікають без додаткових витрат з боку навколишнього середовища (вода тече зверху вниз, розширення газу, передача теплоти від більш нагрітого тіла до менш нагрітого, перетворення роботи в теплоту).

Несамочинні (компенсовані) – протікають при додаткових витратах з боку навколишнього середовища (переміщення рідини знизу нагору, стиснення газу, перетворення теплоти в роботу вимагає компенсації).

В основу формулювань II закону термодинаміки покладені постулати:

1. Самочинні процеси необоротні, тобто в зворотному напрямку самочинно не протікають.
2. Передача теплоти від тіл менш нагрітих до тіл більш нагрітих неможлива без компенсації (без додаткових енергетичних впливів) (Клаузіус).
3. Кругові процеси перетворення теплоти в роботу завжди вимагають наявності як мінімум двох зовнішніх джерел теплоти, що мають різні температури (Планк).
4. Неможливий вічний двигун II роду, тобто тепловий двигун, що безупинно виконує роботу тільки за рахунок підведеної теплоти, тільки за рахунок одного джерела теплоти. Потрібне друге джерело, якому буде відведена частина теплоти.
5. Природні процеси протікають у бік більш ймовірних станів (Больцман).

Ентропія. Аналітичний вираз II закону термодинаміки

Для кількісного виразу принципу необоротності був введений параметр стану, який Клаузіус назвав *ентропією*.

Для оборотних ТД процесів аналітичний вираз має вигляд:

$$ds = \frac{\delta q}{T}. \quad (1.6)$$

Для ТД процесів з внутрішньою необоротністю, у яких частина питомої роботи обов'язково перетворюється в питому теплоту тертя $\delta q_{тр}$, з урахуванням I-го закону термодинаміки:

$$\begin{aligned} \delta q + \delta q_{тр} &= du + pdv = dh - vdp, \\ ds_{необр} &= (\delta q + \delta q_{тр}) / T, \end{aligned} \quad (1.7)$$

де δq – зовнішня теплота в процесі.

З порівняння (1.6) і (1.7) у випадку необоротного процесу:

$$ds_{необр} > \frac{\delta q}{T}.$$

Ця нерівність називається принципом неубування ентропії. Якщо об'єднати рівняння (1.6) і (1.7) одержимо:

$$ds \geq \frac{\delta q}{T}, \quad (1.8)$$

чи

$$\Delta s \geq \int_1^2 \frac{\delta q}{T}. \quad (1.9)$$

Знак « $\geq$ » відноситься до оборотних процесів. $\delta q/T$ – називається питомою приведеною теплотою.

Залежності (1.8-1.9) називаються **математичними виразами II закону термодинаміки**.

Тоді для кругового процесу:

$$\oint \frac{\delta q}{T} \leq 0. \quad (1.10)$$

Цей інтеграл відомий як інтеграл Клаузіуса. T – відноситься до джерела теплоти, а не до робочого тіла.

Характеристика термодинамічних циклів

II закон термодинаміки лежить в основі роботи всіх теплових машин, більшість з яких працюють за замкненим циклом. *Круговим процесом чи циклом*, називається процес, в результаті здійснення якого робоче тіло повертається в початковий стан. Розрізняють цикли – *прямі і зворотні*. Цикл, в результаті якого виробляється позитивна робота, називається *прямим чи циклом теплового двигуна*.

Тепловий двигун – це безперервно діюча система, що здійснює кругові процеси, в яких теплота перетворюється в роботу. У відповідності з II законом термодинаміки обов'язковою умовою роботи теплового двигуна є наявність компенсуючого процесу, за допомогою якого ТДС чи р.т. повертається у вихідний стан. Наприклад: розширення, стиснення.

За прямими циклами працюють ДВЗ, ГТУ та ПТУ.

Найпростіша термодинамічна схема теплового двигуна

Нехай є два джерела теплоти з температурами T_1 і T_2 ($T_1 > T_2$) і між ними знаходиться робоче тіло (рис. 1.17) [1-2]. Для здійснення кругового процесу, що покладений в основу роботи теплового двигуна, необхідно до робочого тіла на деякій

ділянці циклу підвести теплоту q_1 від зовнішнього джерела (тепловіддавача) і відвести на іншій ділянці циклу теплоту q_2 зовнішньому джерелу теплоти (теплоприймачу). При цьому на шляху 1-3-2 робоче тіло виконує роботу розширення $l_{роз} = \text{пл.}132651$, а на шляху 2-4-1 – робоче тіло виконує роботу стиснення $l_{стис} = \text{пл.}241562$.

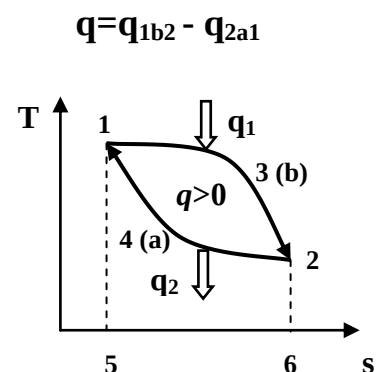
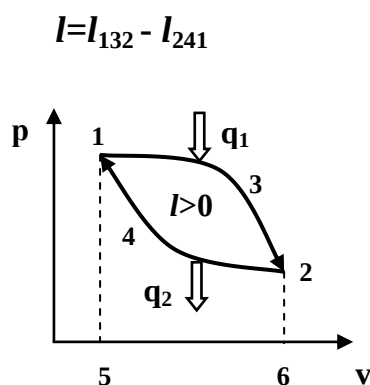
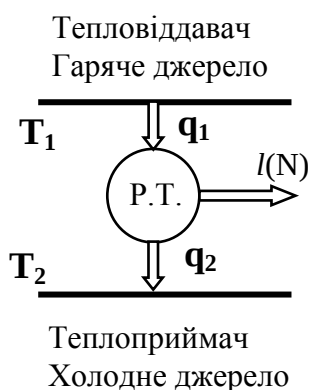


Рис. 1.17. Схема та цикл теплового двигуна

В результаті здійснення прямого циклу ззовні буде віддана робота, що дорівнює різниці між роботою розширення і роботою стиснення:

$$l = l_{роз} - l_{стис}.$$

Корисно використана теплота в циклі для одержання роботи дорівнює:

$$q = q_1 - q_2.$$

Співвідношення між кількістю теплоти q_1 і q_2 і роботою l визначається згідно I закону термодинаміки:

$$q = q_1 - q_2 = \Delta u + l; \quad q = l,$$

оскільки $\Delta u = u_2 - u_1 = 0$ у циклі.

Відношення питомої корисної роботи l , отриманої в циклі, до теплоти q_1 підведеної до робочого тіла в циклі, називається **термічним ККД циклу**:

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} < 1.$$

Значення η_t є показником досконалості циклу теплового двигуна. Чим більше η_t , тим більша частина підведеної теплоти перетворюється в корисну роботу.

Ці висновки складають сутність II закону термодинаміки, який С. Карно сформулював так: в замкненому круговому процесі теплота може перетворюватися в роботу тільки при наявності різниці температур між тепловіддавачем і теплоприймачем. Чим більша ця різниця, тим вище ККД циклу теплового двигуна.

Друга група – **зворотні термодинамічні цикли** – це цикли, в результаті здійснення яких розв'язується задача передачі теплоти від тіл менш нагрітих до тіл більш нагрітих. Компенсуючим процесом буде витрата енергії ззовні.

Цикл, в якому витрачається робота, називається зворотним циклом. За зворотними циклами працюють холодильні установки (ХУ) і теплові насоси (ТН).

ХУ призначені для охолодження деяких тіл до температури нижче t_{oc} . Щоб підтримувати низьку температуру охолоджуваного тіла необхідно безперервно відводити від нього теплоту q_2 у процесі 1-4-2 (розширення р.т.). Повернення тіла у вихідний стан відбувається у процесі стиснення 2-3-1, який розташований над процесом розширення, тобто розширення робочого тіла відбувається при більш

низькій температурі, ніж стиснення (рис. 1.18).

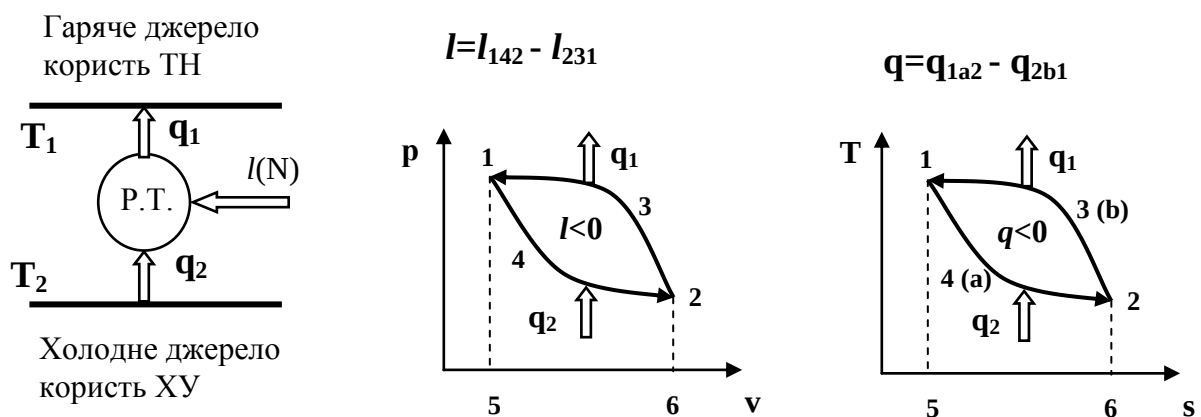


Рис. 1.18. Схема та зворотні термодинамічні цикли ХУ та ТН

Роботи розширення та стиснення визначається з рівнянь:

$$l_{роз} = \text{пл.142651},$$

$$l_{стис} = \text{пл.231562}.$$

Такий цикл може бути здійснений тільки при витраті зовнішньої роботи:

$$l = |l_{роз} - l_{стис}|.$$

У зворотному циклі від холодного джерела з температурою T_2 відводиться теплота q_2 до робочого тіла і витрачається робота l , яка переходить у рівну кількість теплоти, що разом передаються гарячому джерелу з температурою T_1 :

$$q_1 = q_2 + l.$$

Без витрати роботи такий перехід неможливий.

Ступінь досконалості зворотного циклу визначається так званим **холодильним коефіцієнтом**. Холодильний коефіцієнт являє собою відношення корисного ефекту-виробленого холоду (холодопродуктивність) q_2 (питома кількість теплоти, що відбирається від охолоджуваного середовища) до витраченої питомої роботи l :

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l}. \quad (1.11)$$

Холодильний коефіцієнт може бути як менше, так і більше одиниці.

За зворотним циклом працюють і теплові насоси. Це установки, призначені для передачі теплоти навколишнього середовища тепловому споживачу:

$$q_1 = q_2 + l - \text{теплота, підведена тепловому споживачу};$$

q_2 – теплота, перенесена від навколишнього середовища.

Ефективність теплового насосу характеризується коефіцієнтом перетворення теплоти або опалювальним коефіцієнтом:

$$\varphi = \frac{q_1}{l} = \frac{q_2 + l}{l} = \varepsilon + 1 > 1. \quad (1.12)$$

Коефіцієнти ε та φ не можна називати ККД, оскільки корисної дії у вигляді роботи в зворотних циклах немає. У цьому випадку ми отримуємо теплоту більш високого температурного потенціалу за рахунок перетворення роботи в теплоту.

ХУ і ТН розрізняються рівнем температур джерел і корисним ефектом. В ХУ верхнім джерелом є навколишнє середовище. Корисний ефект – теплота q_2 , яка відводиться від об'єкта з $T < T_{\text{ос}}$.

У ТН теплота q_2 навколишнього середовища (нижнє джерело) передається гарячому джерелу з більш високою температурою. Корисний ефект – q_1 , використовується, наприклад, для опалення.

1.5. Цикл Карно. Теорема Карно

Ідеальним циклом теплового двигуна є цикл, запропонований французьким інженером С. Карно в 1824 р.

Для здійснення оборотного циклу необхідно мати нескінченну кількість джерел з високою і низькою температурою. Їх кількість можна скоротити, якщо підведення теплоти до робочого тіла від тепловіддавача і відведення теплоти до теплоприймача проводити в ізотермічних умовах, тобто без теплообміну. Тоді цикл машини повинен складатися з двох ізотерм і двох адіабат.

Найпростіший цикл Карно складається з 2-х ізотерм і 2-х адіабат [2].

З рисунку 1.19 випливає, що питома кількість підведеної теплоти в циклі дорівнює:

$$q_1 = \text{пл. } 12 \ s_2 s_1 1 = T_1 (s_2 - s_1).$$

Питома кількість відведеної теплоти:

$$q_2 = \text{пл. } 3 \ s_2 s_1 43 = T_2 (s_2 - s_1).$$

У циклі Карно виконуються умови оборотності: відсутність втрат на тертя та у навколишнє середовище, а p і T однакові у всьому об'ємі р.т.

Тоді термічний ККД циклу Карно відповідно до визначення дорівнює:

$$\eta_t^K = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

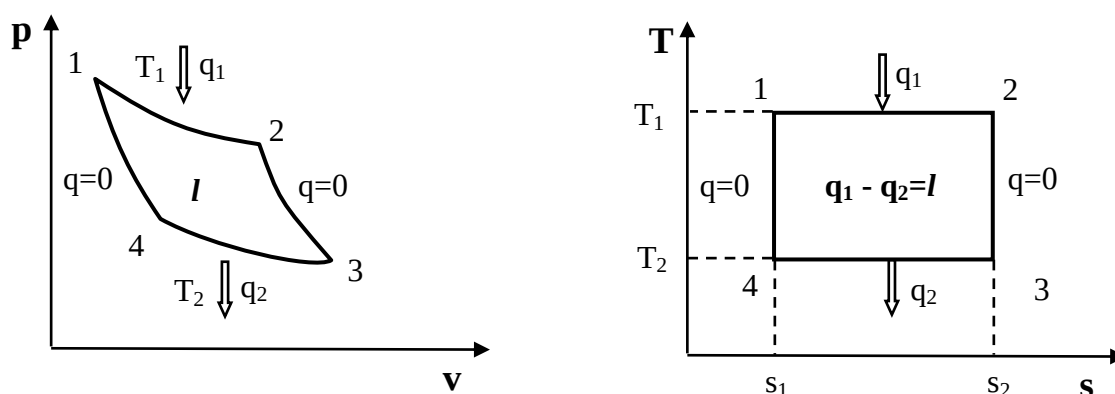


Рис. 1.19. Цикл Карно в p - v та T - s координатах

Аналогічні формули можуть бути отримані і для зворотних циклів Карно: для ХУ:

$$\varepsilon^K = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_2}{T_1 - T_2};$$

ТН:

$$\varphi^K = \frac{q_1}{q_1 - q_2} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}.$$

Перша теорема Карно

Ефективність циклу Карно не залежить від властивостей робочого тіла, а визначається тільки початковою і кінцевою температурою циклу:

$$\eta_t^K = f(T_1, T_2).$$

Еквівалентний ізотермічний процес

У ряді випадків будь-який термодинамічний процес можна замінити процесом ізотермічним, у якому теплота нового процесу буде дорівнювати теплоті процесу заданого.

Площа $12nm$ – теплота процесу 1-2 – q_{1-2} (рис. 1.20).

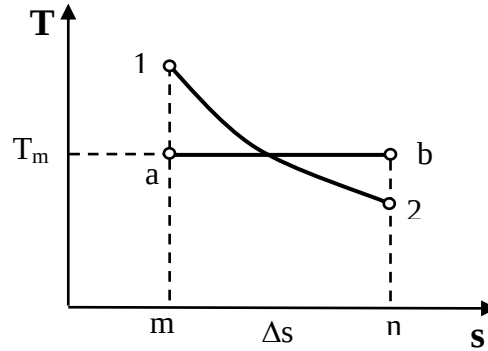


Рис. 1.20. Еквівалентний ізотермічний процес

Еквівалентним ізотермічним процесом називається умовний процес, теплота якого і зміна ентропії відповідно дорівнюють теплоті і зміні ентропії заданого довільного процесу:

$$q_{1-2} = q_{ab},$$

$$F_{abnm} = F_{12nm},$$

$$\Delta s_{ab} = \Delta s_{1-2}.$$

T_m – середня термодинамічна температура еквівалентного ізотермічного процесу:

$$T_m = \frac{q}{\Delta s}.$$

Еквівалентний цикл Карно – це цикл, в якому температури підведення і відведення теплоти рівні середнім термодинамічним температурам підведення і відведення теплоти даного циклу (рис. 1.21). Ефективність циклу Карно дорівнює ефективності даного циклу. Поняття еквівалентного циклу справедливо для прямих і зворотних циклів.

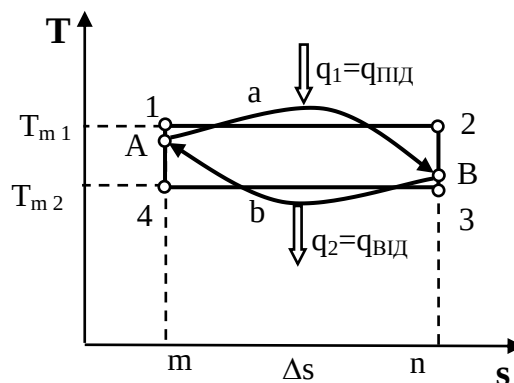


Рис. 1.21. Еквівалентний цикл

АаВвА- прямий, оборотний цикл.

Кожний з двох довільних процесів циклу замінимо еквівалентними ізотермічними процесами і отримуємо **1234** – еквівалентний цикл Карно.

T_{m1} – середня термодинамічна температура підведення теплоти;

T_{m2} – середня термодинамічна температура відведення теплоти.

$$\eta_{tAB} = 1 - \frac{q_{AbB}}{q_{AaB}} = 1 - \frac{T_{m2}}{T_{m1}} = \eta_t^{EKB};$$

$$T_{m1} = \frac{q_{AaB}}{\Delta s_{AB}}; \dots T_{m2} = \frac{q_{AbB}}{\Delta s_{AB}}.$$

Тобто ефективність еквівалентного циклу Карно:

$$\eta_t^{EKB} = 1 - \frac{T_{m2}}{T_{m1}}.$$

Друга теорема Карно

У наявному інтервалі абсолютних температур джерел теплоти неможливий цикл, що має ефективність більшу, ніж ефективність відповідного циклу Карно.

Наявною різницею температур називається різниця між максимальною температурою підведення теплоти і мінімальною температурою відведення теплоти в даному довільному циклі.

Цикл АВ – прямий, оборотний (рис. 1.22);

T_1 – максимальна температура підведення теплоти;

T_2 – мінімальна температура відведення теплоти.

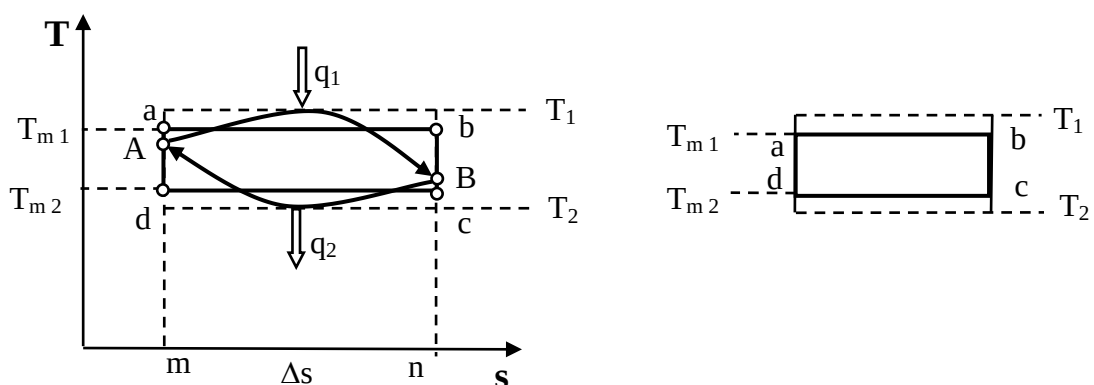


Рис. 1.22. До порівняння циклів з циклом Карно

Наявна різниця температур: $\Delta T_{\text{наявна}} = T_1 - T_2$.

Цикл $abcda$ – відповідає циклу Карно в інтервалі наявної різниці температур $\Delta T = \text{idem}$ (однаковий) для обох циклів.

Порівняємо ефективність цих двох циклів:

$$1) \eta_t^{AB} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = \eta_t^K = 1 - \frac{T_{m2}}{T_{m1}};$$

$$2) \eta_t^K = 1 - \frac{q_{2K}}{q_{1K}} = 1 - \frac{T_2}{T_1};$$

$$T_{m2} > T_2; \quad T_1 > T_{m1},$$

тоді:

$$\eta_t^K > \eta_t^{AB} = \eta_t^{EKB}.$$

Отриманий висновок справедливий і для зворотних циклів.

Цикл Карно грає велику роль при визначенні ефективності роботи теплових двигунів. Він є еталоном (рис. 1.23) для оцінки величин η_t і ε реальних газів.

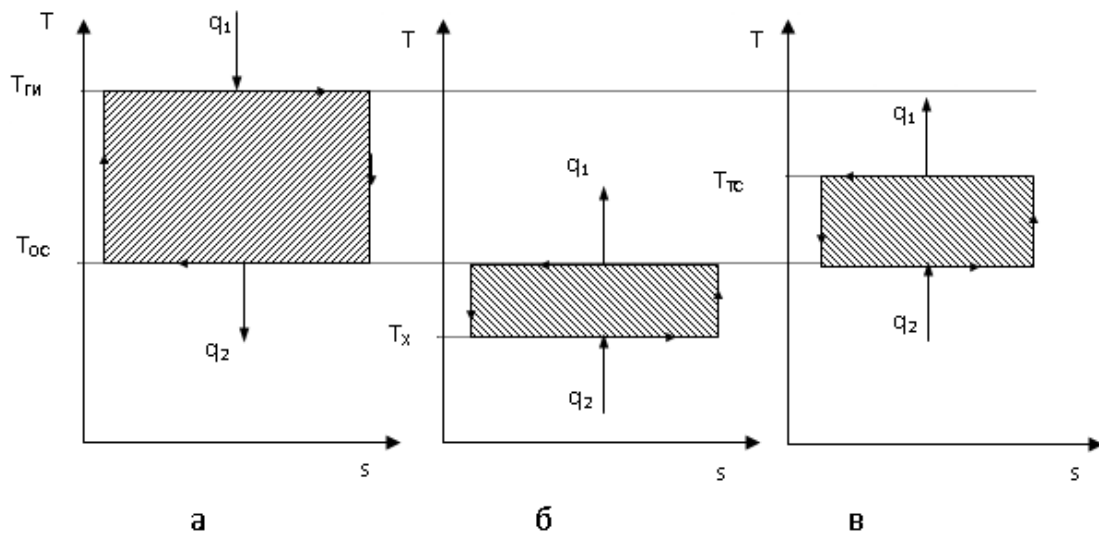


Рис. 1.23. Цикли Карно:

а – теплової машини; б – холодильної установки; в – теплового насоса

Регенеративний цикл Карно

У визначеному інтервалі температур T_1 і T_2 найвищий ККД має не тільки цикл Карно, але і будь-який інший цикл, що складається з двох ізотерм AB і CD .

Для цього необхідно, щоб в процесі BC теплота від робочого тіла віддавалася не зовнішньому теплоприймачу, а за допомогою допоміжного теплообмінника (регенератора) робочому тілу в процесі його нагрівання DA (рис. 1.24). Відзначимо, що з зовнішніми джерелами теплоти робоче тіло має зв'язок тільки на ділянках AB і CD. Оскільки криві BC і DA еквідистантні, то площа $CBV'C'$ дорівнює площі $DAA'D'$, тобто кількості теплоти в цих процесах однакові, але протилежні за знаком.

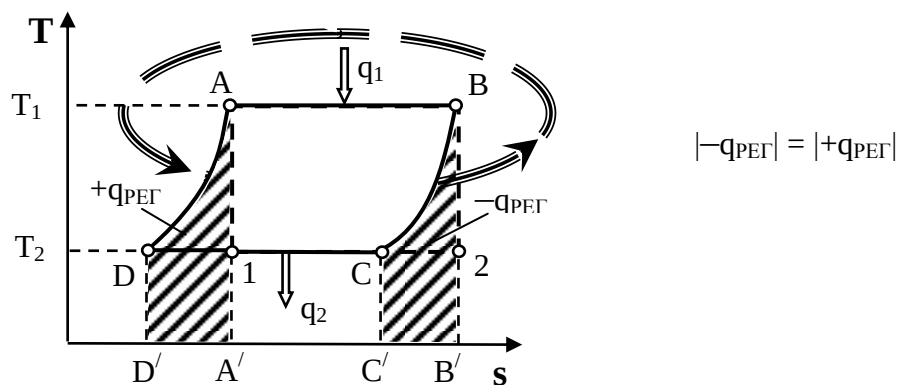


Рис. 1.24. Регенеративний цикл

Отже, кількість зовнішньої теплоти q_1 і q_2 у циклі ABCD дорівнює теплоті у циклі Карно AB21A. При рівності для обох циклів теплоти q_1 і q_2 будуть рівні їх термічні ККД, тобто:

$$\eta_t^{\text{РЕГ}} = \eta_t^{\text{К}} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Принцип регенерації, як метод підвищення ефективності циклів, широко застосовується в сучасних теплосилових і холодильних установках.

Поняття про ексергію

Оскільки будь-яка необоротність веде до зменшення корисної роботи, то збільшення ентропії ізолюваної системи, внаслідок необоротності ТД процесів, які в ній протікають, може служити мірою втрати максимально корисної роботи $L_{\text{МАХ}}$, яку могла би виконати система при протіканні в ній оборотних процесів.

Втрата корисної роботи (працездатності) визначається за рівнянням Гюї - Стодоли:

$$\Delta L_{\text{необ}} = T_{\text{ос}} \Delta S_{\text{с}}^{\text{н}},$$

де $T_{\text{ос}}$ – температура навколишнього середовища;

$\Delta S_{\text{с}}^{\text{н}}$ – збільшення ентропії ізольованої системи через необоротність процесів, які протікають у ТДС.

Фактична робота визначається з рівняння:

$$L_0 = L_{\text{max}} - T_{\text{ос}} \cdot \Delta S_{\text{с}}^{\text{н}}.$$

Максимально можлива робота, яку може здійснити система, що складається з джерела енергії і оточуючого середовища називається ексергією:

$$E_x = L_{\text{max}}.$$

З погляду II закону термодинаміки усі види і форми енергії можна розділити на обмежено і необмежено перетворювані в інші види енергії в умовах даного навколишнього простору.

Необмежено перетворювані – механічна, гідравлічна, електрична енергія, які можуть бути повністю перетворені в інші види енергії, тобто складаються тільки з ексергії. Вплив температури та тиску зовнішнього середовища на працездатність цих форм енергії непомітний.

Обмежено перетворюваними є теплота і внутрішня енергія. На здатність цих форм енергії здійснювати перетворення суттєво впливає температура та тиск навколишнього середовища. Теплота не може повністю бути перетворена в роботу теоретично, оскільки це обмежено температурою та тиском нижнього джерела енергії, яке в умовах Землі дорівнює температурі $T_{\text{ос}}$ та тиску $p_{\text{атм}}$ оточуючого середовища.

З. Рант запропонував поділити енергію умовно на дві частини: енергію, здатну до перетворень – **ексергію** та енергію, не здатну до перетворень – **анергію**.

Тоді другому закону термодинаміки можна дати наступне формулювання: всі форми енергії складаються з **ексергії і анергії**, причому кожна складова може дорівнювати нулю, тобто:

$$E = E_x + A,$$

де E – енергія, E_x – ексергія, A – анергія.

Ексергія теплоти E_Q теплового джерела з температурою T визначається як максимально можлива робота за умови, що нижнім джерелом є оточуюче середовище з температурою T_{oc} :

$$E_Q = Q \cdot \eta_t^K = Q \left(1 - \frac{T_{oc}}{T} \right).$$

Істотною відмінністю між енергією і ексергією є те, що величина енергії не може дорівнювати нулю (за законом збереження енергії), тоді як величина ексергії є її складовою частиною і може приймати нульові значення. Будь-яка необоротність в процесах веде до перетворення ексергії на анергію, яка є мірою недовиконання можливої корисної роботи.

Тому ексергетичні втрати можна розцінювати як міру термодинамічної досконалості реальних процесів в технічних установках.

Оцінка ефективності реальних циклів

Визначення ефективності реальних циклів проводиться методом ККД, ентропійним і ексергетичними методами.

Оцінка ефективності реальних циклів методом ККД полягає у наступному:

а) робочий цикл теплової установки ідеалізується. Реальні процеси замінюються рівноважними оборотними ТД процесами. Робочим тілом газових установок є ідеальний газ;

б) визначається η_t або ε ідеального циклу;

в) проводиться порівняння отриманих значень η_t і ε з відповідними значеннями η_t^K та ε^K циклу Карно. Чим ближче η_t і ε реальних циклів до η_t^K і ε^K циклу Карно, тим більше реальний оборотний цикл наближений до циклу Карно, тобто ефективніше (проходить) перетворення енергії. Зразковим циклом називається ідеальний цикл теплової установки, у якої ККД максимально наближений до ККД циклу Карно. Підвищення η_t циклів можливо за рахунок регенерації теплоти, ступеневого підведення і відведення теплоти та ін.

г) необоротні втрати в реальному необоротному циклі оцінюються за допомогою ККД, наприклад механічний ККД – η_{MECH} враховує механічні втрати на

тертя в підшипниках; внутрішній відносний ККД – η_{oi} враховує втрати на лопатках турбіни; електричний ККД електрогенератора – η_{Γ} враховує втрати на тертя в підшипниках електрогенератора та ін.

Ефективний ККД теплової установки:

$$\eta_e = \eta_t \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3,$$

де η_t – термічний ККД оборотного циклу установки;

η_1, η_2, η_3 – ККД, які враховують необоротні втрати в елементах установки.

Як видно з рівняння, необоротні втрати зменшують величину η_e , тому необхідно знижувати втрати, тим самим збільшуючи η_1, η_2 та ін. Метод ККД не встановлює основні причини необоротності і не визначає процеси, в яких втрати найбільші.

Для оцінки ефективності процесів використовують два ексергетичні методи: метод ексергетичних потоків і метод ексергетичних втрат. За першим методом визначають потоки ексергії в ТДС, для чого складаються ексергетичні баланси підведеної і відведеної ексергії.

Метод ексергетичних втрат базується на визначенні місцевих втрат ексергії на кожній ділянці ТДС, для чого обчислюють зростання ентропії внаслідок необоротності процесів.

Для оцінки досконалості процесів або установок використовують співвідношення між корисною і витраченою енергіями. Але можливість вірної оцінки ефективності використання енергії дають лише співвідношення, котрі складаються з термодинамічно рівноцінних величин, тобто тільки з ексергії. Такий ексергетичний ККД дає уявлення про втрати, які в принципі можна зменшити шляхом удосконалення процесу або конструкції установки. Для визначення ексергетичного ККД деякі потоки ексергії, що перетинають межі системи, розглядаються як корисні – $\Delta e_{x \text{ КОР}}$, а інші – як споживані – $\Delta e_{x \text{ СП}}$.

Тоді ексергетичний ККД визначиться за формулою:

$$\eta_E = \frac{\Delta e_{x \text{ КОР}}}{\Delta e_{x \text{ СП}}}.$$

В теплосилових установках корисну ексергію характеризує виконана

робота, а споживану – ексергія, яка надходить з продуктами згоряння.

При використанні ентропійного методу визначають втрати працездатності в необоротних процесах в окремих елементах установки $\Delta L_{уст}$, а втрати працездатності всієї установки, яка працює за цим циклом дорівнюють сумі цих втрат:

$$\Delta L_{уст} = \sum \Delta L_i.$$

В реальних циклах теплосилових установок необоротність циклів обумовлена двома причинами: тертям (внутрішня необоротність) і кінцевою різницею температур між робочим тілом і джерелом теплоти (зовнішня необоротність). Ентропійний метод дозволяє врахувати обидва види необоротності на відміну від метода ККД.

1.6. Властивості і процеси з ідеальними газами

Перший закон термодинаміки зв'язує кількість теплоти, внутрішню енергію і зовнішню роботу газу в процесі, причому було встановлено, що кількість теплоти, підведена до тіла чи відведена від нього, залежить від характеру процесу.

До основних процесів, що мають велике значення як для теоретичних досліджень, так і для практичних робіт у техніці, відносяться: ізохорний, ізобарний, ізотермічний і адіабатний.

Крім того, існує група процесів, які за певних умов є узагальнюючими для основних процесів. Ці процеси називаються політропними і характеризуються сталою теплоємністю в процесі.

Основні закони ідеальних газів

1. Рівняння стану ідеального газу:

для 1 кг $p v = R T,$

m кг $p V = m R T,$

1 кмоля $p v_{\mu} = R_{\mu} T.$

p – тиск, Па; V – об'єм, m^3 ; m – маса газу, кг;

v – питомий об'єм, m^3/kg ; v_{μ} – об'єм 1 кмоля газу, $m^3/кмоль$;

R_μ – універсальна газова стала, Дж/(кмоль К); μ – маса 1 кмоль газу, кг.

2. Закон Джоуля:

для ізохорного процесу $v=\text{const}$:

$$\delta q = du,$$

$$\delta q = c_v dT, \quad du = c_v dT \text{ – справедливо для будь-якого процесу,}$$

для ізобарного процесу $p=\text{const}$:

$$\delta q = dh,$$

$$\delta q = c_p dT, \quad dh = c_p dT \text{ – справедливо для будь-якого процесу.}$$

3. Закон Майєра:

$$h = u + pv \quad \text{або} \quad h = u + RT \quad h = f(T),$$

$$dh = du + R dT,$$

$$c_p dT = c_v dT + R dT,$$

$$c_p - c_v = R \quad \text{або} \quad \mu c_p - \mu c_v = R_\mu.$$

Для всіх процесів встановлюється загальний метод дослідження, який полягає у наступному:

- 1) записується рівняння процесу;
- 2) встановлюється залежність між основними параметрами р.т. на початку і в кінці процесу;
- 3) визначається:

а) зміна Δu за формулою, яка справедлива для всіх процесів:

при $c_v \neq \text{const}$

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c_v dt = c_{vm} \Big|_0^{t_2} t_2 - c_{vm} \Big|_0^{t_1} t_1,$$

при $c_v = \text{const}$

$$u_2 - u_1 = c_v (t_2 - t_1);$$

б) обчислюється робота зміни об'єму газу та наявна робота за основними формулами:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv; \quad l_H = - \int_{p_1}^{p_2} v dp;$$

в) визначається кількість теплоти, яка приймає участь у процесі, за формулою:

$$q_{1-2} = \int_{t_1}^{t_2} c_x dt = c_{xm} \Big|_0^{t_2} t_2 - c_{xm} \Big|_0^{t_1} t_1; \quad x - \text{певний процес};$$

г) визначається зміна ентальпії в процесі за формулою:

при $c_p \neq \text{const}$

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 c_p dt = c_{pm} \Big|_0^{t_2} t_2 - c_{pm} \Big|_0^{t_1} t_1,$$

при $c_p = \text{const}$

$$h_2 - h_1 = c_p (t_2 - t_1);$$

д) обчислюється зміна ентропії ідеального газу за формулами:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1};$$

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

Розглянуті процеси вважаються оборотними.

1. Ізохорний процес

З рівняння стану ідеального газу $p v = R T$ при $v = \text{const}$ одержуємо:

$$\frac{p}{T} = \frac{R}{v} = f(v) = \text{const}.$$

Це співвідношення називається законом Шарля.

Відповідно до закону Шарля, при $v = \text{const}$ (рис. 1.25) тиск газу змінюється прямо пропорційно абсолютним температурам:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}.$$

Зовнішня робота газу при $v = \text{const}$ дорівнює нулю, тому що $dv=0$. Отже:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = 0.$$

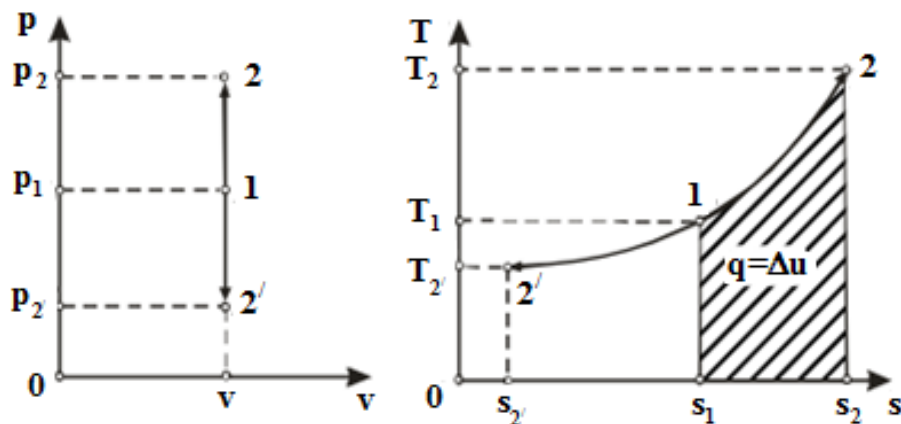


Рис. 1.25. Ізохорний процес

Наявна (корисна) зовнішня робота l_H дорівнює:

$$l_H = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = -v(p_2 - p_1).$$

Основне рівняння I закону термодинаміки при $dl=0$ приймає вид:

$$\delta q = du = c_v dt.$$

Кількість теплоти, яка підводиться у процесі при постійній теплоємності дорівнює:

$$q = c_v(t_2 - t_1) = u_2 - u_1,$$

при змінній теплоємності:

$$q_v = \int c_v dt = c_{vm} \Big|_0^{t_2} t_2 - c_{vm} \Big|_0^{t_1} t_1 = u_2 - u_1,$$

якщо в процесі приймає участь m кг або V м³ газу, то:

$$Q_v = \Delta U_v = mc_{vm}(t_2 - t_1) = V_H c'_{vm}(t_2 - t_1),$$

де V_H – кількість газу в м³ за н.у. ($p=101,325$ кПа, $T=273,15$ К).

Оскільки в 1 м³ газу міститься в залежності від параметрів його стану різна кількість газу, то прийнято відносити 1 м³ газу до н.у.

Зміна ентропії визначається з рівняння:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} = c_v \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

2. Ізобарний процес

З рівняння стану ідеального газу для ізобарного процесу знаходимо:

$$\frac{v}{T} = \frac{R}{p} = f(p) = \text{const}.$$

Це співвідношення називається законом Гей - Люссака. Об'єм газу змінюється пропорційно абсолютним температурам:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{p_2}{p_1}.$$

Питома робота зміни об'єму при цьому знаходиться за наступним рівнянням:

$$l = p \int_{v_1}^{v_2} dv = p(v_2 - v_1) \quad \text{або} \quad l = R(T_2 - T_1) = R(t_2 - t_1).$$

Наявна зовнішня робота:

$$l_H = - \int_1^2 v dp = 0.$$

Кількість теплоти, яка приймає участь в ізобарному процесі (рис. 1.26) при $c_p = \text{const}$, дорівнює:

$$q_p = \int_{t_1}^{t_2} c_p dt = c_p(t_2 - t_1) = h_2 - h_1.$$

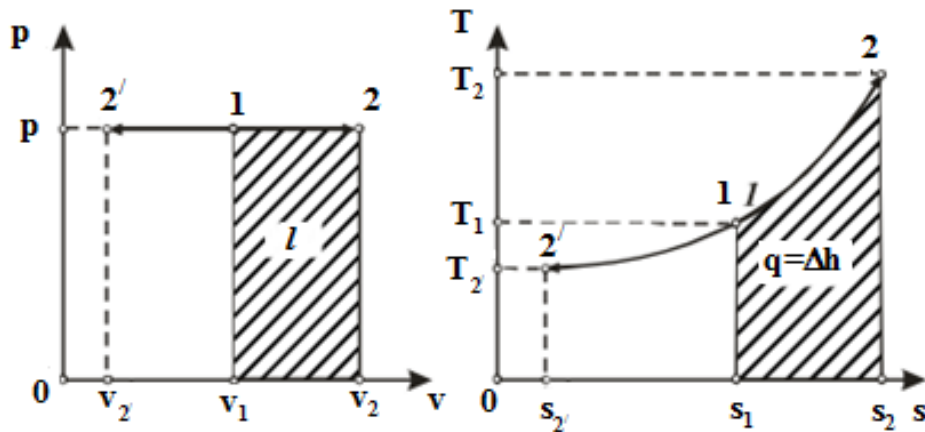


Рис. 1.26. Ізобарний процес

Якщо в процесі приймає участь m кг або V м³ газу, то:

$$Q_p = \Delta H_p = mc_p(t_2 - t_1) = V_n c_p'(t_2 - t_1).$$

Зміна ентропії визначається з рівняння:

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} = c_p \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

3. Ізотермічний процес

Для ізотермічного процесу ідеального газу:

$$pv = \text{const},$$

чи:

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 \quad \text{і} \quad \frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1}.$$

При постійній температурі об'єм газу змінюється обернено пропорційно його тиску (закон Бойля-Маріотта).

Основне рівняння першого закону при $T = \text{const}$ має простий вид:

$$\delta q = \delta l \quad q_{1-2} = l_{1-2}.$$

Кількість підведеної до робочого тіла теплоти чисельно дорівнює роботі зміни об'єму.

Питома робота зміни об'єму (рис.1.27) дорівнює, враховуючи, що:

$$pv = p_1 v_1,$$

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p_1 v_1 \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = q.$$

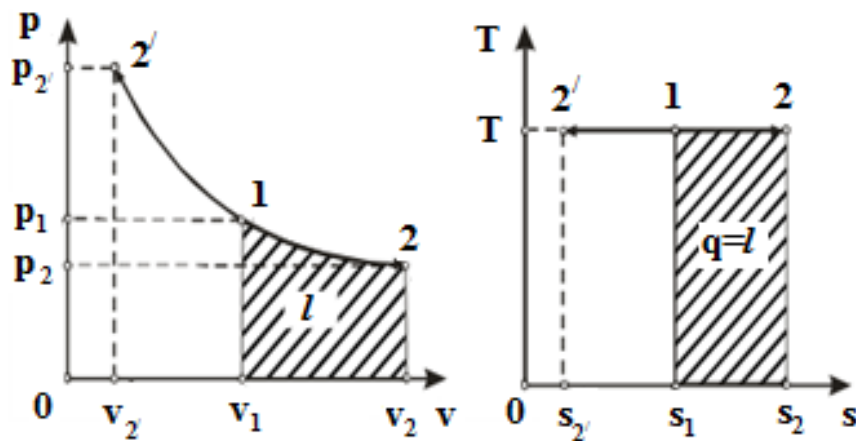


Рис. 1.27. Ізотермічний процес

Питома наявна зовнішня робота визначається за формулою:

$$l_H = - \int v dp = p_1 v_1 \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{p} = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2}.$$

Тобто в ізотермічному процесі ідеального газу ця робота дорівнює роботі зміни об'єму:

$$l = l_H.$$

Теплоємність в ізотермічному процесі дорівнює:

$$c_T = \frac{dq}{dt} = \frac{dq}{0} = \pm \infty,$$

а ентальпія і внутрішня енергія ідеального газу не змінюються, тобто:

$$dh=0 \text{ і } du=0.$$

Зміна ентропії в процесі дорівнює:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} = R \ln \frac{v_2}{v_1} = R \ln \frac{p_1}{p_2}.$$

Теплота в ізотермічному процесі дорівнює:

$$q = T(s_2 - s_1).$$

4. Адіабатний процес

Процес, що протікає без підведення і відведення теплоти, тобто при відсутності теплообміну тіла з навколишнім середовищем, називають адіабатним. Для проведення адіабатного процесу необхідною й обов'язковою умовою є $\delta q=0$, і отже, $q=0$.

Оборотний адіабатний процес можна здійснити в циліндрі з абсолютно не-теплопровідними стінками при нескінченно повільному переміщенні поршня.

Виведемо рівняння адіабати. З рівнянь I закону термодинаміки при $dq=0$, $s=\text{const}$ маємо:

$$du+dl=0 \quad \text{чи} \quad c_v dT+pdv=0,$$

$$dh+dl_H=0 \quad \text{чи} \quad c_p dT - vdp=0,$$

$$c_v dT = -pdv, \quad c_p dT = vdp,$$

$$\frac{c_p}{c_v} = k, \quad k = -\frac{vdp}{pdv}, \quad k \frac{dv}{v} = -\frac{dp}{p}, \dots k \ln \frac{v_2}{v_1} = -\ln \frac{p_2}{p_1},$$

$$k \frac{dv}{v} = -\frac{dp}{p}, \quad p_1 v_1^k = p_2 v_2^k, \quad p v^k = \text{const},$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k, \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}.$$

Питома робота зміни об'єму, здійснена тілом над навколишнім середовищем при рівноважному адіабатному процесі, може бути обчислена за рівнянням адіабати:

$$p = \frac{p_1 v_1^k}{v^k},$$

чи:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p_1 v_1^k \frac{dv}{v^k} = \frac{p_1 v_1^k}{1-k} (v_2^{1-k} - v_1^{1-k}) = \frac{p_1 v_1^k}{k-1} \left(\frac{1}{v_1^{k-1}} - \frac{1}{v_2^{k-1}} \right) = \frac{1}{k-1} \left(\frac{p_1 v_1^k}{v_1^{k-1}} - \frac{p_2 v_2^k}{v_2^{k-1}} \right),$$

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

Наявна зовнішня робота буде в k разів більше величини роботи зміни об'єму:

$$k \frac{dv}{v} = - \frac{dp}{p}$$

або

$$-v \cdot dp = k \cdot p \cdot dv,$$

тобто:

$$l_H = k \cdot l.$$

Для оборотного адіабатного процесу $dq=0$, тому:

$$ds = \frac{dq}{T} = 0 \quad \text{та} \quad s_2 = s_1 = \text{const}.$$

У такий спосіб адіабатний процес є одночасно ізоентропним.

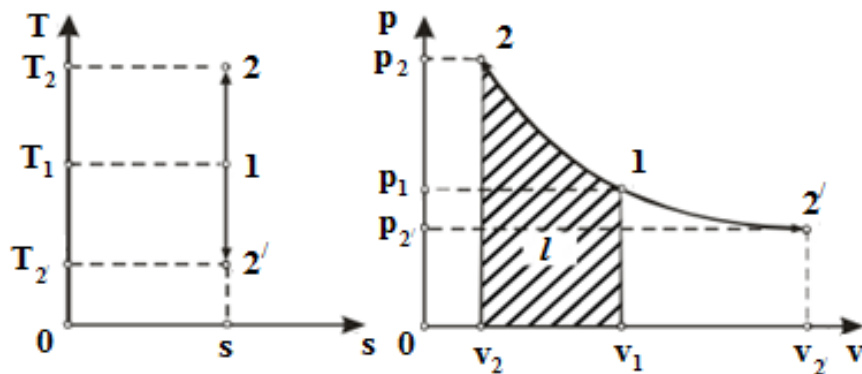


Рис. 1.28. Адіабатний процес

5. Політропні процеси

Процес ідеального газу, у якому теплоємність є постійною величиною, називається політропним.

З визначення політропного процесу випливає, що основні процеси – ізохорний, ізобарний, адіабатний і ізотермічний, якщо вони протікають при постійній теплоємності, є окремими випадками політропного процесу.

У політропному процесі $+\infty < c_{\Pi} < -\infty$.

Кількість теплоти, отримана в політропному процесі, може бути визначена

$$q = c_{\Pi} (t_1 - t_2) \text{ і } \delta q = c_{\Pi} dt.$$

Рівняння політропного процесу виводиться на підставі рівняння I закону термодинаміки:

$$dq = c_{\Pi} dT = c_p dT - v dp, \quad dq = c_{\Pi} dT = c_v dT + p dv.$$

З цих рівнянь знайдемо:

$$\frac{c_{\Pi} - c_p}{c_{\Pi} - c_v} = -\frac{v dp}{p dv}.$$

Позначимо вираз лівої частини рівняння через n , одержимо:

$$n \frac{dv}{v} = -\frac{dp}{p} \quad \text{або} \quad pv^n = \text{const}.$$

Величина n отримала назву показника політропи. Дане рівняння є рівнянням політропного процесу.

Оскільки рівняння політропи відрізняється від рівняння адіабати тільки величиною показника, n , то, мабуть, усі співвідношення між основними параметрами можуть бути представлені формулами, аналогічними адіабатному процесу:

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

Теплоємність політропного процесу визначається з формули:

$$n = \frac{c_{\Pi} - c_p}{c_{\Pi} - c_v} \quad \text{звідки} \quad c_{\Pi} = c_v \frac{n - k}{n - 1}.$$

Показник політропи може мати чисельні значення від $-\infty$ до $+\infty$.

Якщо підставити значення n для окремих випадків, то отримаємо теплоємності розглянутих процесів (табл. 1.1).

Таблиця 1.1. Значення n для окремих процесів

Процес	n	Рівняння процесу	Теплоємність
ізохорний	$\pm\infty$	$pv^{\infty} = \text{const}$	$c_{\Pi} = c_v$
ізобарний	0	$pv^0 = p = \text{const}$	$c_{\Pi} = kc_v = c_p$
ізотермічний	1	$pv = \text{const}$	$c_{\Pi} = +\infty$
адіабатний	k	$pv^k = \text{const}$	$c_{\Pi} = 0$

Рівняння роботи має вид:

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

Наявна робота (робота переміщення) в політропному процесі дорівнює:

$$l_{\Pi} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = \frac{n}{n-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{n}{n-1} R(T_1 - T_2).$$

Формули для визначення теплоти і роботи в різних ТД процесах наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2. Формули для визначення теплоти і роботи в ТД процесах

Процес	q	l	l_{Π}
$p=\text{const}$ $n=0$	$\Delta h=c_p \Delta T$	$p \Delta v=R(T_2-T_1)$	0
$T=\text{const}$ $n=1$	$T \Delta s=l=l_{\Pi}$	$p_1 v_1 \ln(v_2/v_1)$	$q=l$
$s=\text{const}$ $n=k$	0	$\frac{1}{n-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) = -\Delta u = c_v(T_1 - T_2)$	$l_{\Pi} = -\Delta h = c_p \Delta T = \frac{k}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$
$v=\text{const}$ $n=\pm\infty$	$\Delta u=c_v \Delta T$	0	$v(p_1-p_2)$
$c=\text{const}$ $n=1$	$c_v = \frac{n-k}{n-1} \Delta T$	$\frac{1}{n-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2)$	$l_{\Pi} = \frac{n}{n-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2)$

Політропний процес у Т-s та р-v координатах наведено на рисунку 1.29.

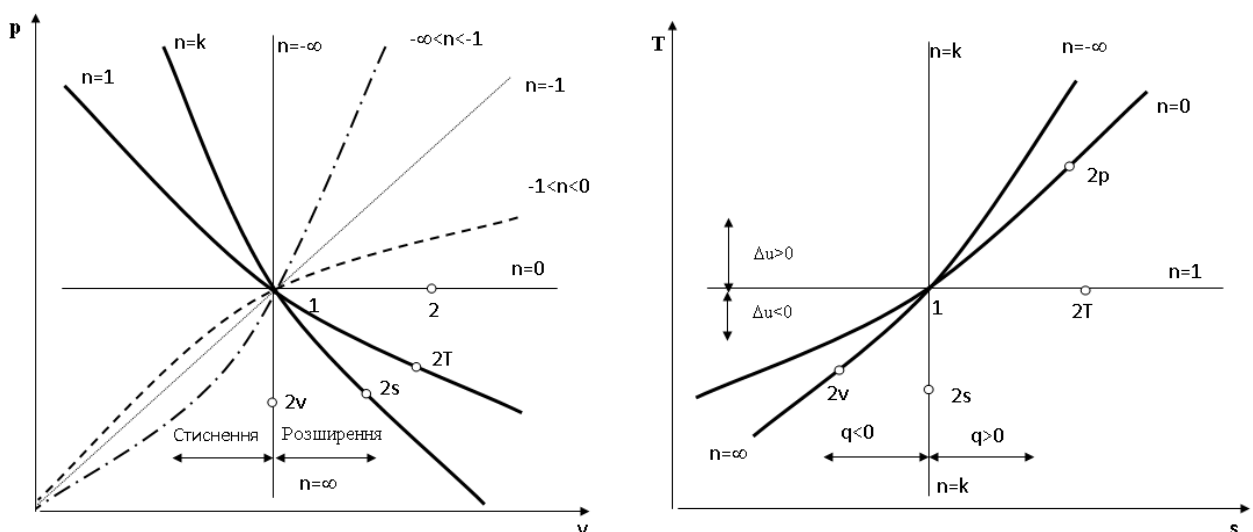


Рис. 1.29. Політропні процеси в р-v та Т-s координатах

1.7. Реальні гази. Основні поняття і визначення

Робочим тілом теплоенергетичних установок є реальні гази і пара. Гази, у яких не можна знехтувати силами взаємодії між молекулами й об'ємами самих молекул, називаються *реальними*.

Рівняння стану для ідеальних газів $pv = RT$ для реальних газів непридатне. Відмінність властивостей реальних газів від ідеальних характеризується відношенням $pv / RT = z$, яке називається *коефіцієнтом стисливості*. Для ідеального газу $z = 1$, а для реального газу z залежить від температури і тиску газу, причому може бути і більше 1, і менше 1.

Найпростішим рівнянням стану реального газу з урахуванням поправок на сили взаємодії між його молекулами і впливом об'єму молекул є рівняння Ван-дер-Ваальса:

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT,$$

де a/v^2 – характеризує *внутрішній тиск* газу, обумовлений силами взаємного притягання його молекул;

$(v - b)$ – вільний об'єм, тобто об'єм простору в якому рухаються молекули газу;

a, b – характеризують природу газу.

Отримане рівняння з якісної сторони добре описує стан реального газу, але виконані розрахунки не завжди збігаються з експериментальними даними.

Всі існуючі рівняння реального газу складні і в інженерних розрахунках широкого застосування не знайшли. Для інженерних розрахунків використовуються **довідкові таблиці і діаграми**.

Представником реального газу є водяна пара, яка має ряд переваг у порівнянні з іншими теплоносіями: відносно велика теплоємність і теплота пароутворення; **нетоксична; недефіцитна; вибухобезпечна; проста в одержанні** і тому широко використовується і як робоче тіло у паросилових установках, і як теплоносій у теплообмінних апаратах та технологічних пристроях. Вона також застосовується для розпилу мазуту за допомогою форсунок при його спалюванні.

Способи отримання водяної пари

Розглянемо процес отримання водяної пари. Як відомо, всі речовини в залежності від тиску і температури можуть перебувати в трьох агрегатних станах - твердому, рідкому та газоподібному. Ці стани називаються фазами. Процес перетворення речовини з одного агрегатного стану в інший, що супроводжується поглинанням або виділенням енергії, називається фазовим переходом I роду. До цього типу і відносяться перехід рідини в пару (пароутворення або випаровування), а також зворотний перехід пари в рідину (конденсація).

Одержання пари з рідини може здійснюватися двома шляхами: випаровуванням чи кипінням.

Випаровуванням називається процес пароутворення, що відбувається тільки з вільної поверхні рідини і при будь-якій температурі рідини.

Сутність процесу полягає в тому, що окремі молекули, які мають великі швидкості, переборюють притягання сусідніх молекул і вилітають у навколишній простір. Інтенсивність випаровування зростає зі збільшенням температури.

Кипінням називається інтенсивне пароутворення по всій масі рідини, що відбувається при підведенні до рідини крізь стінку посудини визначеної кількості теплоти.

Процес кипіння залежить від температури, фізичних властивостей робочого тіла і тиску. Він починається при досягненні рідиною визначеної температури, що називається температурою кипіння (насичення) t_H і протягом усього процесу залишається незмінною при незмінному тиску. Значення t_H залежить від природи речовини і тиску, чим вище p тим, вище t_H . Тиск, який відповідає температурі t_H , називається тиском насичення p_H .

Зворотний процес переходу пари в рідкий стан (конденсація) супроводжується відведенням теплоти.

Процес одержання водяної пари

Для технічних потреб водяну пару отримують у парових котлах – ПК (котлоагрегатах – КА), де спеціально підтримується постійний тиск. Найпростіша схема котлоагрегату показана на рис. 1.30.

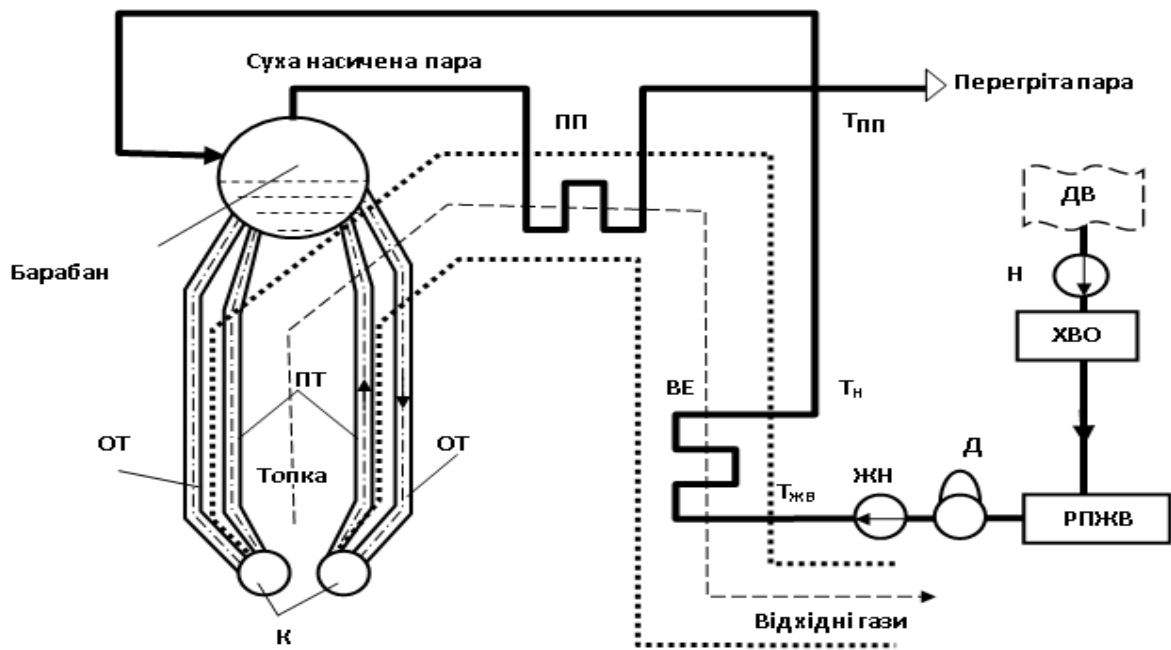


Рис. 1.30. Принципова схема котлоагрегату

Вода з джерела водопостачання (ДВ) надходить на хімічне водоочищення (ХВО), де очищується (видаляються солі). Далі вода подається в систему регенеративного підігріву живильної води (РПЖВ). Звідти на деаератор (Д), де відбувається термічна обробка води для видалення вільно розчинених агресивних газів (кисень, водень).

Потім вода з Д подається живильним насосом (ЖН) у підігрівач - водяний економайзер (ВЕ), де за рахунок теплоти відхідних газів (на схемі штрихові лінії) підігрівається до температури t_n . З ВЕ вода потрапляє через барабан і опускні труби (ОТ) у систему випарних (підйомних) труб (ПТ), що розташовані в топці котла.

У випарних трубах за рахунок підведення теплоти від продуктів згоряння частина води перетворюється в пару, пароводяна суміш, що утворилася повертається в барабан, де розділяється на суху насичену пару і воду, яка знову повертається у випарний контур. Вертикальний рух пароводяної суміші в кип'ятильних підйомних трубах (ПТ) здійснюється за рахунок різниці густини води в опускних трубах і пароводяної суміші у підйомних. Отримана таким чином суха насичена пара (СНП) з верхньої частини барабана надходить у пароперегрівач (ПП), де перегрівається до необхідної температури перегрітої пари $t_{пп}$.

Таким чином, процес одержання перегрітої пари складається з трьох послідовних стадій: підігрів води до t_H , пароутворення при t_H і перегрів пари до необхідної t_{HP} , які протікають при $p = \text{const}$.

Аналіз трьох стадій отримання перегрітої пари

Розглянемо процес одержання пари у фазових діаграмах $p-v$, $T-s$, $h-s$ (рис. 1.31) [1].

1) Процес підігріву води до температури насичення (а-в).

Початком відліку прийнято вважати потрійну точку, у якій рідина знаходиться в 3-х своїх агрегатних станах: у твердому, рідкому і газоподібному (точка А) з параметрами $p_A = 0,00061$ МПа; $T_A = 273,16$ К ($t_A = 0,01$ °С); $v_A = 0,001$ м³/кг; $u_0 = 0$; $h_0 = 0$; $s_0 = 0$.

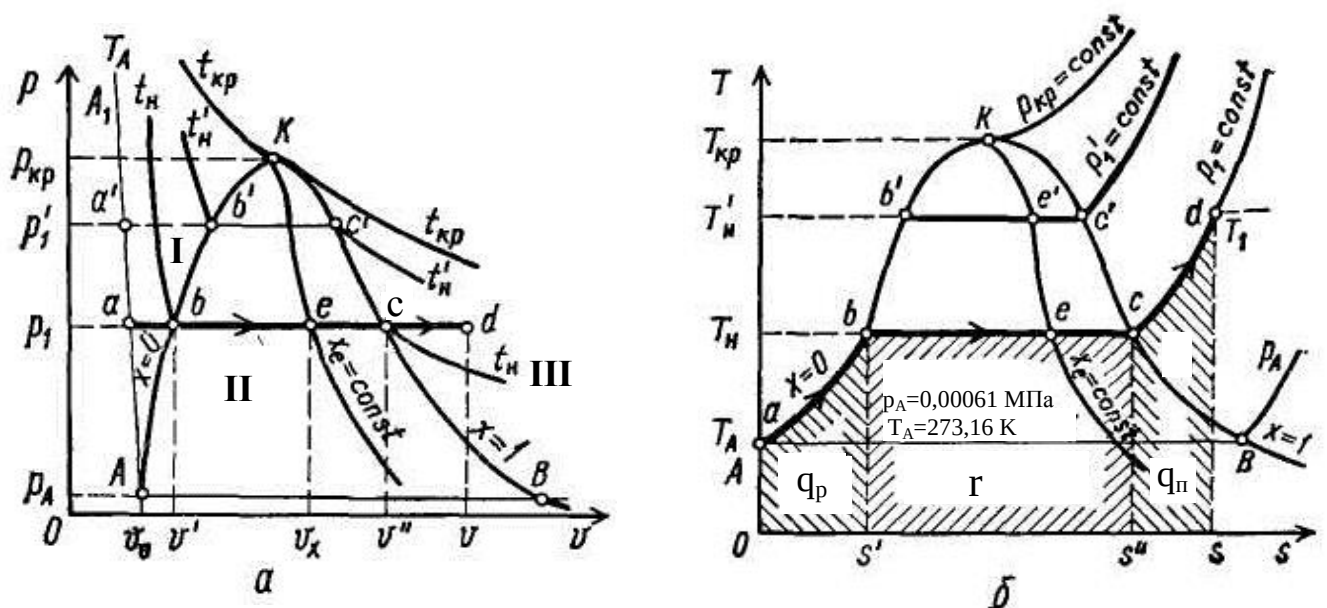


Рис. 1.31. Фазові діаграми процесу пароутворення в $p-v$ і $T-s$ координатах

За початкову температуру води при тиску p_1 приймаємо **точку а** – $t_H = 0,01$ °С. Лінія AA_1 – відповідає станам холодної рідини при різних тисках (*ізотерма холодної рідини*) і являє собою майже вертикальну лінію через незначну стисливість води. Зневажаючи впливом тиску на зміну об'єму води, вважають для всіх станів її на лінії AA_1 $v_0 = 0,001$ м³/кг; $u_0 = 0$, $h_0 = 0$, $s_0 = 0$. Лівіше знаходиться область рівноважного співіснування води і льоду.

При підведенні теплоти вода нагрівається і починає закипати. Початку кипіння води відповідає **точка b**. Температура в точці **b** – $t_b = t_H (t_s)$ – температура кипіння чи насичення, що залежить від тиску, тобто $t_H = f(p_H)$. Ця залежність встановлюється експериментально і наводиться в таблицях. Стану киплячої води при різних тисках буде відповідати нижня гранична крива **AK**.

Точка A відповідає стану киплячої рідини в потрібній точці.

Параметри киплячої рідини позначаються відповідними літерами зі штрихом (v', u', h', s') і наведені в таблицях в залежності від p_H чи T_H .

Питома кількість теплоти, необхідна для здійснення цієї стадії отримання пари, називається питомою теплотою нагрівання рідини:

$$q_{ab} = q_p = h' - h_a = \int_a^b c_p dt.$$

На T-s діаграмі процес підігріву води **a-b** – логарифмічна крива (збіг кривої **a-b** із граничною кривою для спрощення міркувань).

2) Процес пароутворення (b-c).

Подальше підведення теплоти до киплячої рідини, супроводжується бурхливим пароутворенням і переходом частини води в пару. Тобто на ділянці **b-c** ми маємо двофазну суміш: насичена пара і вода.

Насиченою називається пара, що утворюється в процесі кипіння і знаходиться в термічній і динамічній рівновазі з рідиною. Насичена пара буває *сухою насиченою і вологою насиченою*.

Суха насичена пара (СНП) – являє собою пару, що не містить рідини і має температуру насичення $t = t_H$ при даному тиску (**точка c**).

Вологою насиченою парою (ВНП) називається двофазна система, що складається з сухої насиченої пари і рідини (**точка e**).

Відношення маси сухої насиченої пари $m_{СП}$ до маси вологої пари $m_{ВП}$, називається ступенем сухості пари:

$$x = \frac{m_{СП}}{m_{ВП}} = \frac{m_{СП}}{m_{СП} + m_p},$$

де m_p – маса рідини:

$$m_{ВП} = m_{СП} + m_p$$

Слід зазначити, що:

- для киплячої рідини ($m_{сп} = 0$) $x = 0$;
- для сухої насиченої пари ($m_p = 0$) $x = 1$;
- для вологої насиченої пари $0 < x < 1$.

Ділянка **b-c** відповідає рівноважному стану суміші рідини і пари (волога насичена пара), яка характеризується в кожній точці процесу масовою часткою сухої насиченої пари, що міститься в суміші (ступінь сухості пари x).

Тобто, стан вологої пари визначається: p , t і *ступенем сухості пари* x .

Кінцевий стан *точка c* характеризується повним перетворенням рідини в пару, що має $t_c = t_H$ при заданому тиску p_1 .

Таким чином, процес пароутворення є одночасно ізобарним ($p_H = \text{const}$) і ізотермічним ($t_H = \text{const}$).

Лінія **BK**, яка відповідає стану сухої насиченої пари називається верхньою граничною кривою пари $x=1$, а на лінії AK – $x=0$.

Параметри сухої насиченої пари *точка c* позначаються відповідними літерами з двома штрихами (v'' , u'' , h'' , s'') і наведені в таблицях в залежності від p_H і t_H .

Питома кількість теплоти, витрачена на пароутворення в процесі *b-c*, називається питомою теплотою пароутворення або теплотою фазового переходу, яка необхідна для перетворення 1 кг рідини в суху насичену пару:

$$q = r = h'' - h' = \text{пл. } bcs's'' = T(s'' - s').$$

Чисельні значення r в залежності від p_H і t_H наведені в таблицях.

Стан вологої насиченої пари може бути визначено, якщо крім p_H і t_H відомий склад суміші, яка характеризується ступенем сухості x . Так для визначення об'єму вологої пари використовують аналітичну залежність:

$$v_x = v''x + (1-x)v'.$$

Аналогічні рівняння можна записати для визначення ентальпії і ентропії пари.

3) *Процес перегріву пари (c-d).*

Якщо до сухої насиченої пари з $t = t_H$ продовжувати підводити теплоту, при $p = p_1$, то її температура збільшиться (процес **c-d**). Пара, температура якої при да-

ному тиску більше, ніж температура насичення $t > t_H$ називається *перегрітою парою*.

Різниця температур ($t_d - t_H$) – називається *ступенем перегріву пари*. Стан перегрітої пари визначається двома незалежними параметрами – p і t .

Позначимо на p - v діаграмі різні області стану теплоносія:

I – область рідини;

II – область вологої пари (рідина і пара);

III – область перегрітої пари.

Криві **AK** і **KB** зливаються в одній точці **K**, що називається критичною. Критична точка є кінцевою точкою фазового переходу «вода-пара», що починається в потрійній точці води А. Вище точки К існування води в двофазному стані неможливе і в ній властивості рідини і пари стають однаковими. При температурах вище критичної можливе існування тільки однофазного стану – перегрітої пари. Чим більше температура перегрітої пари, тим вона ближче за своїми властивостями до ідеального газу. Ніяким тиском не можна перевести газ у рідкий стан при температурах вище критичної точки.

Параметри критичної точки для води: $t_{кр} = 374,15\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $p_{кр} = 221\text{ бар}$.

Питома кількість теплоти, що витрачається на перегрів пари визначається з рівняння:

$$q_{\Pi} = h_d - h'',$$

де h_d – ентальпія перегрітої пари.

Таблиці параметрів стану води і водяної пари

Для практичних розрахунків теплоенергетичних процесів, в яких використовується водяна пара, необхідно знати термодинамічні параметри киплячої води, сухої насиченої та перегрітої пари. Аналітичні залежності між параметрами водяної пари занадто складні; щоб їх можна було використовувати в повсякденних розрахунках. Тому на основі цих розрахунків складено таблиці і діаграми, якими користуються для визначення параметрів стану водяної пари .

За аналогією з ідеальним газом основними параметрами води і водяної пари є:

1. Параметри рідини (чи конденсату): p, T, v', h', s', u' .
2. Параметри сухої насиченої пари: p, T, v'', h'', s'', u'' .
3. Параметри перегрітої пари: p, T, v, h, s, u .

Спеціальні таблиці «Термодинамічні властивості води і водяної пари» [7] складаються з трьох таблиць (рис. 1.32): 1-2 – вода і водяна пара на лінії насичення, 3 – недогріта вода та перегріта пара.

Таблиця 1 – всі параметри стану визначаються за температурою насичення t_H .

t	T	p	v'	v''	ρ''	h'	h''	r	s'	s''
$^{\circ}\text{C}$	K	бар	$\text{м}^3/\text{кг}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	$\text{кг}/\text{м}^3$	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг K	кДж/кгK

Таблиця 2 - всі параметри стану визначаються за тиском насичення p_H .

p	t	v'	v''	ρ''	h'	h''	r	s'	s''
бар	$^{\circ}\text{C}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	$\text{кг}/\text{м}^3$	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг K	кДж/кгK

Таблиця 3 – недогріта вода та перегріта пара. Задані тиск і температура, за ними визначаються h, s, v .

p	1,0				1,1			
	$t_s = 90,64$ $v'' = 1,694$ $h'' = 2675$ $s'' = 7,360$				$t_s = 102,32$ $v'' = 1,550$ $h'' = 2679$ $s'' = 7,328$			
t	v	h	s	c_p	v	h	s	c_p
10 20 90 100 110 500	Недогріта				в о д а			
					п а р а			

Рис. 1.32. Таблиці «Термодинамічні властивості води і водяної пари»

Стан киплячої води і сухої насиченої пари визначається тільки за одним параметром, тому за відомим тиском чи температурою з таблиці 1 або 2 можна визначити необхідні термодинамічні параметри. Один штрих при позначенні параметрів відноситься до води, два штрихи – до сухої насиченої пари.

Питома внутрішня енергія водяної пари визначається із загальної формули для ентальпії:

$$u = h - p v.$$

h-s діаграма води і водяної пари

Аналітичний розрахунок процесів водяної пари за допомогою таблиць водяної пари часто буває ускладнений можливістю фазових переходів при зміні стану пари. В процесах фазового переходу змінюються властивості пари, і відповідно співвідношення між ними. Тому широке розповсюдження отримали графічні методи розрахунку за допомогою діаграм стану води і водяної пари. Найбільше застосування мають T-s і h-s діаграми, оскільки за їх допомогою можна розрахувати питому витрату теплоти на отримання пари і кількість теплоти, яка виділяється при конденсації або охолодженні.

В інженерній практиці широке використання має h-s діаграма для води і водяної пари (рис. 1. 33), яка була запропонована Мольє в 1904 році.

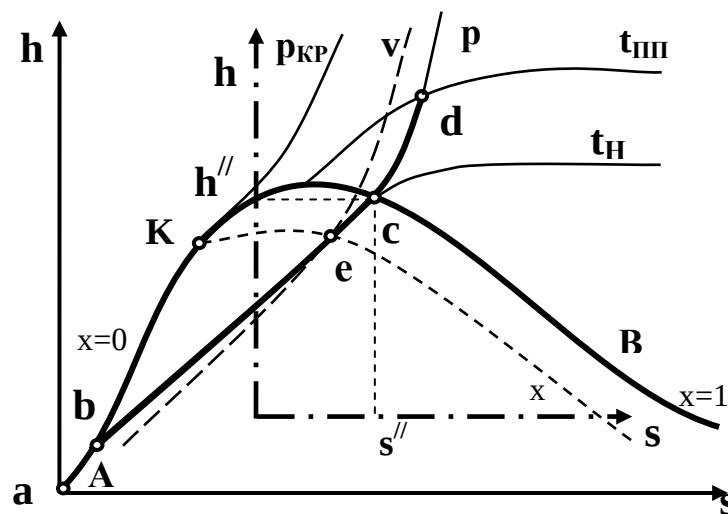


Рис. 1.33. h-s діаграма для води і водяної пари

h-s діаграма має ряд важливих властивостей: по ній можна швидко визначити параметри пари, а кількість теплоти або технічна робота (різниця ентальпій) для основних процесів теплоенергетичних установок (ізобарного $p = \text{const}$ і адіабатного $s = \text{const}$) можуть бути представлені вертикальними відрізками. В T-s діаграмі ці величини представляються складними площами.

В системі координат h - s за початок координат прийнято стан води в потрібній точці ($s_0=0$; $h_0=0$) і за табличними даними h' , s' та h'' , s'' будують граничні криві АК і КВ.

Потім наносять ізобари й ізотерми, які в області вологої насиченої пари співпадають. Лінії ізобар-ізотерм в області вологої пари являють собою віяло прямих похилих ліній, тангенс кута нахилу яких дорівнює абсолютній температурі даного стану. Крайня ізобара критичного тиску йде найбільш круто. Звідси випливає, що точка К лежить не на вершині, як у T - s діаграмі, а на лівому схилі граничної кривої. В області перегрітої пари ізобари й ізотерми розходяться, ізобари мають логарифмічну залежність і розходяться віялом, а ізотерми поступово переходять у горизонтальні прямі, оскільки в області перегрітої пари при зниженні тиску властивості реального газу (пари) наближаються до властивостей ідеального газу, для якого $h = f(t)$. На діаграму наносять лінії постійного питомого об'єму, що йдуть крутіше ізобар.

В області вологої насиченої пари також наносять лінії постійного ступеня сухості, які з'єднують точки з однаковим значенням x при різних тисках. Всі лінії $x = \text{const}$ сходяться в критичній точці.

Точка А відповідає потрібній точці води; лінія АК є нижньою граничною кривою і відповідає киплячій воді; лінія КВ – верхня гранична крива, яка відповідає сухій насиченій парі; лівіше лінії АК знаходиться область води; між лініями АК і КВ – двофазна область вологої насиченої пари; вправо і догори від лінії КВ – область перегрітої пари.

h - s діаграма дуже зручна у використанні [8]. Для визначення параметрів водяної пари необхідно просто знайти на діаграмі точку, яка відповідає даному стану.

При знаходженні точки на h - s діаграмі необхідно знати:

- в області вологої пари – 2 параметри: x і p або t ;
- кипляча вода (лінія АК) – 1 параметр: p або t ;
- суха насичена пара (лінія КВ) – 1 параметр: p або t ;
- перегріта пара – 2 параметри: p і t .

На практиці пара зі ступенем сухості $x < 0,7$ не застосовується, тому використовують ліву частину діаграми. Крім того, у паровій частині лінії ізобар

та ізохор йдуть настільки густо, що майже зливаються. Діаграма будується у великому масштабі тільки робоча частина h - s діаграми для перегрітої пари та частини вологої пари з високим ступенем сухості, що дозволяє зменшити її загальні розміри. На рисунку вона обмежена штрих-пунктиром.

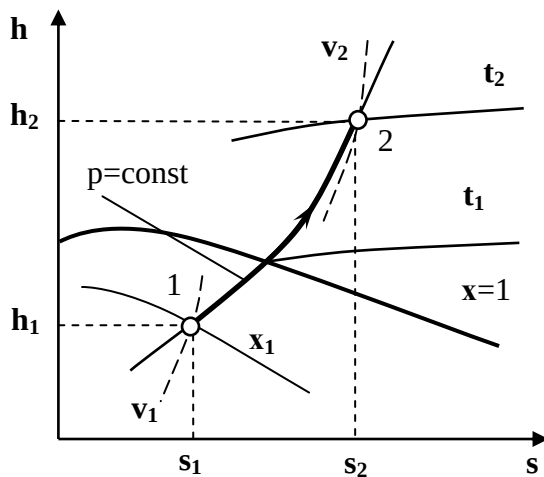
Оскільки область киплячої рідини в цьому випадку буде відсутня, ентальпію її можна знайти приблизно за формулою:

$$h = c_p \cdot t,$$

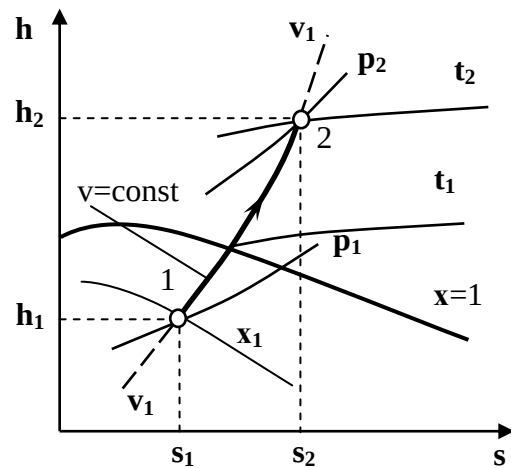
або за таблицями води і водяної пари.

Процеси з водяною парою

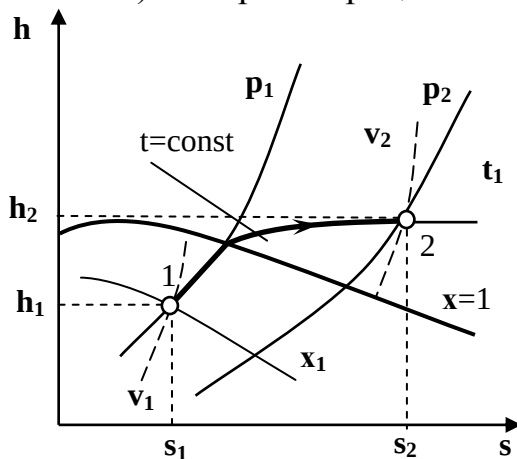
Для аналізу роботи ПСУ суттєве значення мають ізохорний, ізобарний, ізотермічний і адіабатний процеси (рис. 1.34). Розрахунок їх можна виконати або за допомогою таблиць, або за допомогою h - s діаграми.



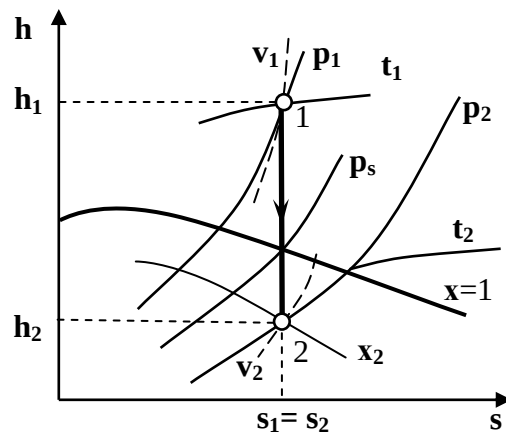
а) ізобарний процес



б) ізохорний процес



в) ізотермічний процес



г) адіабатний процес

Рис. 1.34. Процеси в h - s діаграмі для води і водяної пари

Перший спосіб більш точний, а другий більш простий і наочний. Загальний метод розрахунку за h - s діаграмою полягає у наступному.

Відомі:

- 1) початкові параметри (не менше двох);
- 2) характер процесу;
- 3) один параметр кінцевий.

За відомими початковими параметрами наноситься початковий стан робочого тіла, а потім проводиться лінія процесу і визначаються його параметри у кінцевому стані. Далі розраховуються зміна внутрішньої енергії, теплота і робота у заданому процесі.

Формули для обчислення зміни внутрішньої енергії, роботи і кількості теплоти в процесах з водяною парою наведені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3. Формули для обчислення зміни внутрішньої енергії, роботи і кількості теплоти в процесах з водяною парою

Процес	Зміна внутрішньої енергії	Кількість роботи	Кількість теплоти
Ізохорний $v=\text{const}$	$\Delta u = (h_2 - p_2 v) - (h_1 - p_1 v) = h_2 - h_1 - v(p_2 - p_1)$	$l = 0$	$q = \Delta u$
		$l_{\Pi} = -v(p_2 - p_1)$	
Ізобарний $p=\text{const}$	$\Delta u = (h_2 - p v_2) - (h_1 - p v_1) = h_2 - h_1 - p(v_2 - v_1)$	$l = q - \Delta u = p(v_2 - v_1)$	$q = h_2 - h_1$
		$l_{\Pi} = 0$	
Ізотермічний $T=\text{const}$	$\Delta u = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1)$	$l = q - \Delta u$	$q = T(s_2 - s_1)$
		$l_{\Pi} = q - \Delta h$	
Адiabатний $q=0$	$\Delta u = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1)$	$l = -\Delta u = u_1 - u_2$	$q = 0$
		$l_{\Pi} = -\Delta h = h_1 - h_2$	

1.8. Цикл Ренкіна

Перетворення хімічної енергії органічного палива в механічну за допомогою водяної пари здійснюється в паросиловій установці (ПСУ), а її теоретичний цикл називають циклом Ренкіна (рис. 1.35).

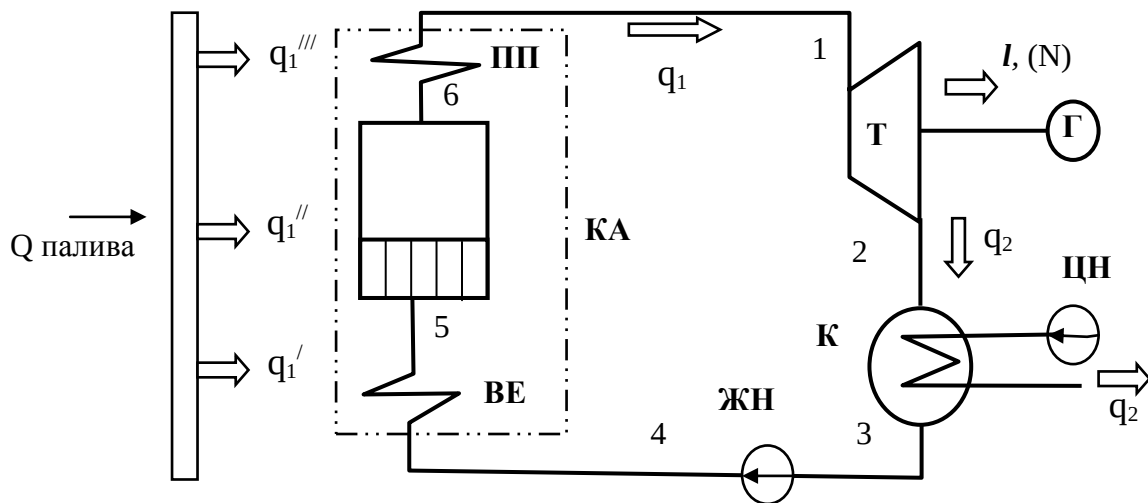


Рис. 1.35. Схема паросилової установки

Вода з початковою температурою (точка 3) стискується живильним насосом ЖН (процес 3-4) і подається у водяний економайзер ВЕ під тиском p_1 , де нагрівається за рахунок теплоти відхідних газів q_1' при $p_1 = \text{const}$ (процес 4-5) до температури кипіння (насичення) T_H (точка 5), потім у паровому котлі ПК відбувається пароутворення при $T_H = \text{const}$ (процес 5-6) з витратою питомої теплоти q_1'' .

Отримана суха насичена пара в пароперегрівачі ПП перегрівається за рахунок теплоти відхідних газів q_1''' при $p_1 = \text{const}$ до необхідної температури T_1 (процес 6-1). Перегріта пара з параметрами p_1, t_1, h_1 подається в парову турбіну Т, де відбувається адіабатне розширення пари до тиску p_2 з виконанням зовнішньої роботи (процес 1-2). Після турбіни пара з питомою ентальпією h_2 надходить у конденсатор К, що являє собою трубчастий теплообмінник. Зовнішня поверхня трубок конденсатора омивається парою, а в середині їх безупинно циркулює охолоджуюча вода, яка подається циркуляційним насосом ЦН.

У конденсаторі за допомогою охолоджуючої води від пари віднімається питома теплота пароутворення $r = q_2$ і пара переходить при постійних p_2 і t_2 у рідину з питомою ентальпією h_2' (процес конденсації 2-3). Надалі цикл повторюється. Такий цикл називається **конденсаційним циклом Ренкіна** (рис. 1.36).

Для ПСУ в заданому температурному інтервалі термодинамічно найбільш вигідним також міг би бути цикл Карно. Незважаючи на те, що цикл Карно на вологій парі цілком можливо здійснити, теплосилові установки за цим циклом не працюють, бо його застосування пов'язане з великими труднощами. Цей цикл

можна було б здійснити в області вологої пари (а5бва), бо ізотермічні процеси підведення і відведення теплоти збігаються з ізобарними і можуть бути реалізовані в котлі і конденсаторі. Але в цьому випадку процес конденсації (в-а) відбувається не повністю, внаслідок чого в процесі а-5 стискається не вода, як у циклі Ренкіна, а волога пара, об'єм якої більше. Для стиснення пари потрібно спеціальний компресор і порівняно велика робота стиснення. Вологість пари в останніх ступенях турбіни (т. б) виявляється настільки високою, що призводить до швидкого механічного зношування (ерозії) їх лопаток. Внутрішній відносний ККД таких пристроїв стає дуже низьким, що знижує і внутрішній (дійсний) ККД всього циклу.

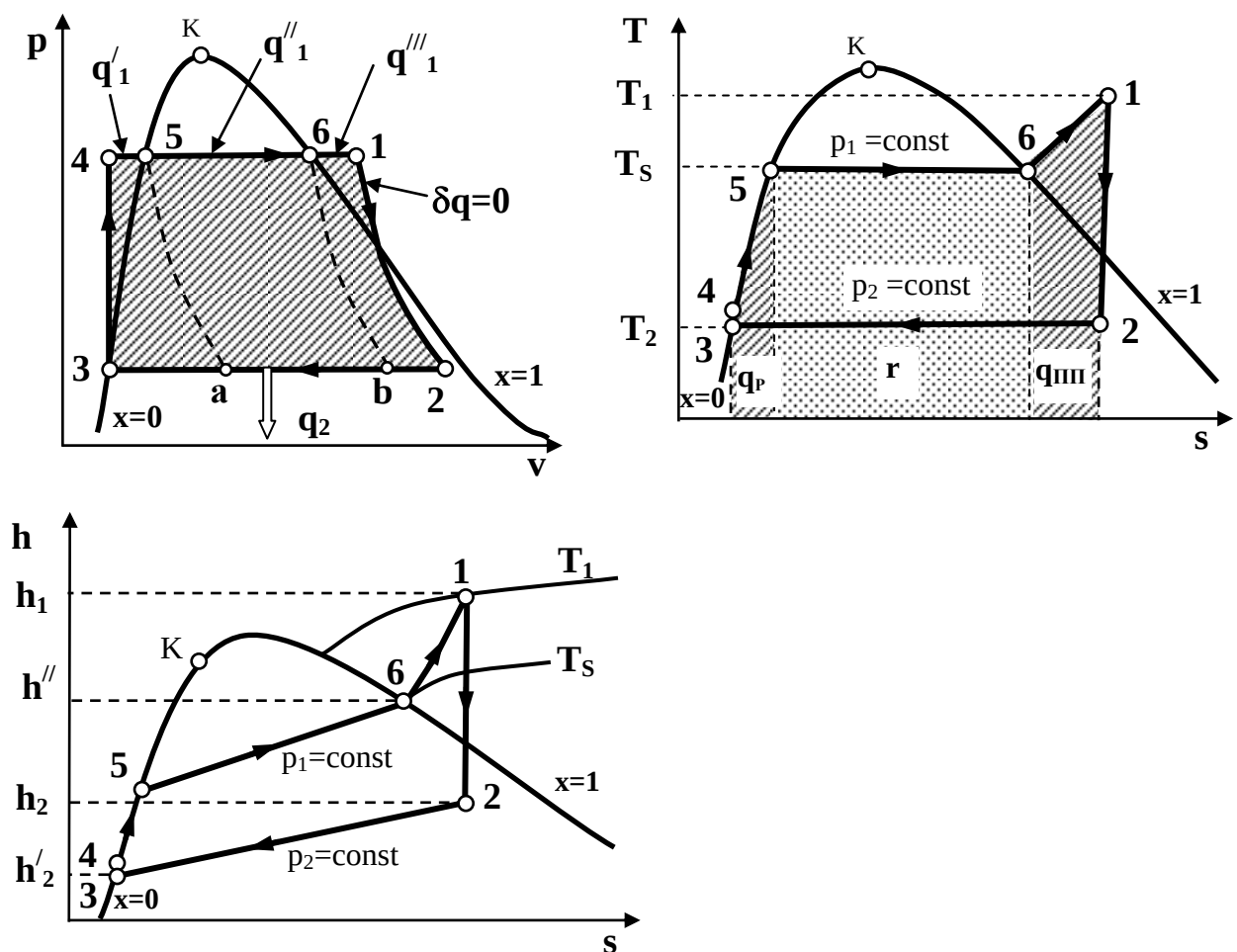


Рис. 1.36. Цикли паросилової установки

Питома теплота, що підводиться до робочого тіла на ділянці 4-5-6-1 циклу при $p_1 = \text{const}$ дорівнює:

$$q_1 = h_1 - h'_2,$$

де h_1, h'_2 - питомі ентальпії пари на вході у турбіну та води перед котлом.

Питома теплота, що віддається парою у конденсаторі охолоджуваній воді при постійному тиску p_2 на ділянці 2-3 циклу, обчислюється за рівнянням:

$$q_2 = h_2 - h'_2,$$

де h_2 – питома ентальпія пари на виході з турбіни.

Термічний ККД циклу Ренкіна:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h'_2) - (h_2 - h'_2)}{h_1 - h'_2} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2}.$$

Контрольні запитання

1. Які бувають термодинамічні системи?
2. До яких систем належать екосистеми?
3. Які величини називаються термодинамічними параметрами?
4. Як визначається абсолютний тиск в системі?
5. Дати визначення теплоти і роботи.
6. Які види роботи розглядає термодинаміка і як вони розраховуються?
7. Як записати рівняння стану ідеального газу?
8. Що називається теплоємністю? Які існують співвідношення між різними?
9. Записати рівняння Майєра.
10. Які формулювання I закону термодинаміки ви знаєте?
11. Які термодинамічні процеси називаються самочинними, а які несамочинними?
12. Що називається прямим і зворотним циклом?
13. Як визначається ефективність роботи теплового двигуна?
14. За якої умови можливий процес передачі теплоти від тіл менш нагрітих до тіл більш нагрітих ?
15. Як розраховується ефективність роботи холодильної установки?
16. Які установки називаються тепловими насосами? Чому дорівнює ефективність роботи теплового насосу?
17. З яких процесів складається цикл Карно та формула його термічного к.к.д.?
18. Як записати рівняння Ван-дер-Ваальса?
19. Перерахувати стадії отримання перегрітої пари та показати процеси в $p-v$ та $T-s$ діаграмах.
20. Для чого використовується $h-s$ діаграма?

2. ТЕПЛООБМІН

2.1. Основні поняття і визначення

Згідно II закону термодинаміки самочинний процес передачі енергії у формі теплоти може здійснюватися лише при наявності нерівномірного температурного поля [1-5].

У процесі теплообміну переноситься кількість теплоти $\bar{Q}$ [Дж].

Перенос теплоти можна характеризувати **тепловим потоком**. Це кількість теплоти, яка передана в одиницю часу Q [Дж /с = Вт].

Густина теплового потоку – це кількість теплоти, яка передається в одиницю часу через одиничну поверхню:

$$q = \frac{Q}{F}, \text{ [Вт/м}^2\text{]}.$$

Основні способи передачі теплоти

Розрізняють 3 способи передачі теплоти (рис. 2.1) [5]:

1. **Теплопровідність.**
2. **Конвекція.**
3. **Теплове випромінювання.**



Рис. 2.1. Способи передачі теплоти

Теплопровідність – це перенос теплоти, що здійснюється в результаті теплового руху структурних елементів речовини (атомів, молекул, електронів) при безпосередньому контакті речовин з нерівномірним температурним полем. Може протікати у твердих тілах, рідинах і газах.

Конвекція – це перенос теплоти при переміщенні молярних об’ємів рідини чи газу відносно один одного під дією сил різної природи (у газах і рідинах).

Процес передачі теплоти конвекцією і теплопровідністю називається конвективним теплообміном.

Тепловіддача – це теплообмін між рідиною й обмежуючою її поверхнею (рис. 2.2 а):

$$q = \alpha (t_c - t_p), \text{ Вт/м}^2,$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м²К;

t_c, t_p – температури стінки та рідини, °С.

Теплопередача – це передача теплоти між рідинами через поверхню, яка їх розділяє (рис. 2.2 б):

$$q = k(t_{p1} - t_{p2}),$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²К.

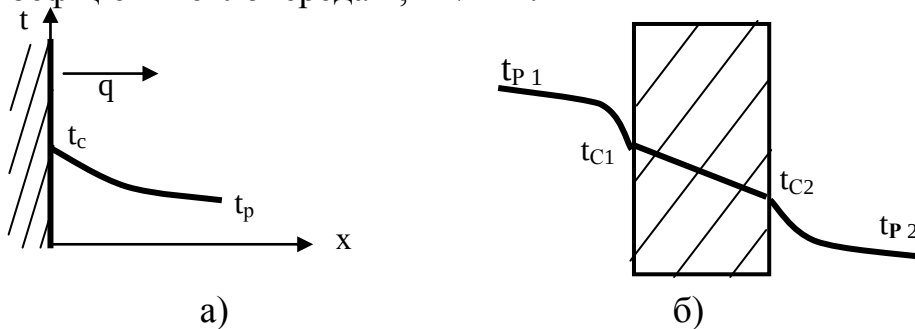


Рис. 2.2. Процес передачі теплоти: а – тепловіддача; б – теплопередача

Теплове випромінювання – це перенос внутрішньої енергії тіл за допомогою електромагнітних коливань.

Процес можливий і у вакуумі, тобто при відсутності середовища між окремими тілами.

Зазвичай перенос теплоти здійснюється одночасно різними способами (складний теплообмін). Так, конвективний перенос теплоти, завжди супроводжується теплопровідністю.

2.2. Теплопровідність

Дамо визначення основним поняттям.

1. Температурне поле – це сукупність значень температури у всіх точках досліджуваного тіла в даний момент часу. В загальному випадку рівняння температурного поля має вид:

$$t = f(x, y, z, \tau),$$

де t – температура; x, y, z – координати точки; τ – час.

Розрізняють стаціонарне температурне поле, коли температура не залежить від часу, і нестаціонарне:

$$t = f(x, y, z); \quad \frac{\partial t}{\partial \tau} = 0.$$

В залежності від кількості просторових координат, які характеризують поле, воно може бути одно-, дво- і тривимірним.

2. Ізотермічна поверхня – це геометричне місце точок, температура яких однакова. Ізотермічні поверхні не перетинаються; усі вони або замикаються на себе, або закінчуються на границі тіла.

3. Градієнт температури.

Розглянемо три близькі ізотермічні поверхні T , $T + \Delta T$, $T - \Delta T$. Переміщуючись з якої-небудь точки A , можна побачити, що інтенсивність зміни температури у різних напрямках неоднакова. Найбільшу різницю температур на одиницю довжини будемо спостерігати в напрямку нормалі до ізотермічної поверхні.

Градієнт температури (gradt) – це вектор, спрямований по нормалі до ізотермічної поверхні у бік зростання температури і чисельно рівний похідній від температури по нормалі n (рис. 2.3):

$$\text{grad}t = \frac{\partial t}{\partial n}, \quad \text{К/м.}$$

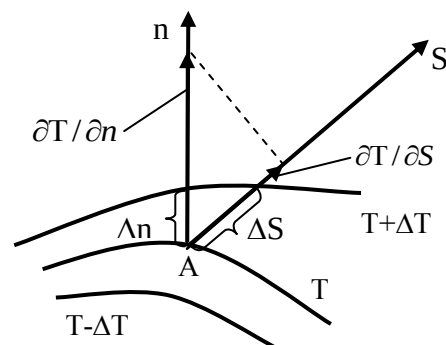


Рис. 2.3. Температурне поле

4. Закон Фур'є – основний закон теплопровідності.

Згідно гіпотезі Фур'є кількість теплоти $d\vec{Q}_\tau$ яка проходить через елементарну ізотермічну поверхню dF за проміжок часу $d\tau$, пропорційна градієнту температури:

$$d\vec{Q}_\tau = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF d\tau.$$

Тоді густина теплового потоку (рис. 2.4) в одиницю часу через одиницю ізотермічної поверхні дорівнює:

$$\vec{q} = \frac{d\vec{Q}_\tau}{dF d\tau} = -\lambda \cdot \text{grad} t = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}.$$

Знак «-» враховує протилежність напрямків векторів $\text{grad} t$ і $\vec{q}$.

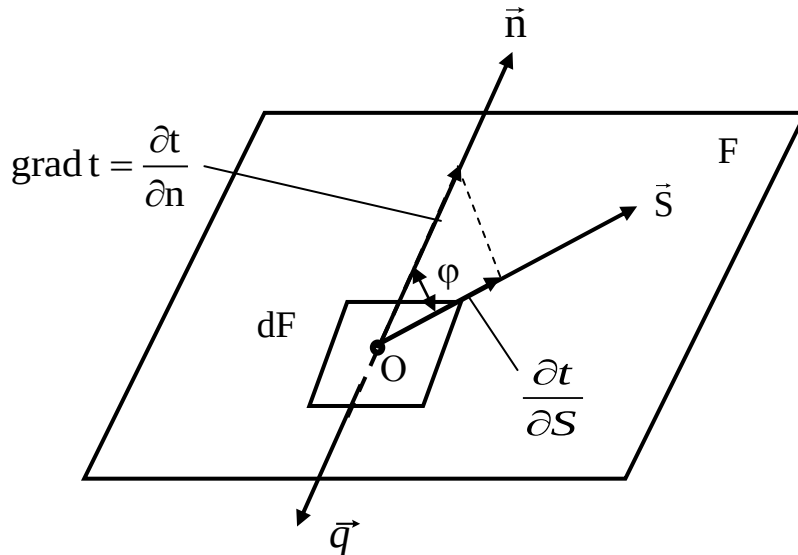


Рис. 2.4. Визначення густини теплового потоку

5. Коефіцієнт теплопровідності.

Дослідним шляхом встановлено, що коефіцієнт теплопровідності λ , [Вт/м К], є фізичним параметром речовини, який характеризує його здатність проводити теплоту. Чим вище λ , тим кращі теплопровідні властивості тіла.

Порядок величин коефіцієнта теплопровідності, Вт/м К:

- **гази** – 0,006-0,06;
- **краплинні рідини** – 0,07-0,7;
- **будівельні матеріали** - 0,02-3;

- теплоізоляційні матеріали $< 0,25$;
- метали 2-418; срібло – 418; червона мідь – 396; золото – 302; алюміній – 210.

Найбільший коефіцієнт теплопровідності має алмаз $\lambda > 1000$ Вт/м К.

Для багатьох речовин λ залежить від температури. У практиці інженерних розрахунків для врахування залежності $\lambda=f(t)$ часто використовують лінійний закон:

$$\lambda = \lambda_0 (1 \pm bt),$$

де λ_0 – коефіцієнт теплопровідності при $t = 0$ °С,

b – коефіцієнт, який визначається дослідним шляхом.

Числові значення коефіцієнтів теплопровідності при різних температурах наведені в довідкових таблицях.

Диференціальне рівняння теплопровідності

Вивчення будь-якого фізичного процесу пов'язано з встановленням залежності між величинами, які характеризують даний процес. Зв'язок між величинами, що беруть участь у процесі теплопровідності, встановлюється диференціальним рівнянням теплопровідності:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\rho} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) - \text{диференціальне рівняння};$$

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = \nabla^2 t - \text{оператор Лапласа};$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\rho} \nabla^2 t = a \nabla^2 t,$$

де $a = \frac{\lambda}{c\rho}$, м²/с – коефіцієнт температуропровідності, що характеризує теплоінерційні властивості матеріалу.

Швидкість зміни температури у будь-якій точці тіла тим більша, чим більший коефіцієнт температуропровідності a .

Це рівняння описує явища теплопровідності в самому загальному вигляді. Для застосувати його до розв'язку конкретної задачі необхідно знати :

- 1) початкові умови (розподіл температур у початковий момент часу);
- 2) геометричну форму і розміри тіла;
- 3) фізичні параметри тіла і середовища;
- 4) граничні умови, що характеризують розподіл температур на поверхні тіла чи взаємодію досліджуваного тіла з навколишнім середовищем.

Усі ці умови називаються умовами однозначності чи крайовими умовами.

Процес передачі теплоти в тілах теплопровідністю можливий при:

- граничних умовах I роду (ГУ I), коли заданий розподіл температури по поверхні тіла для будь-якого моменту часу: $t_c = f(x_c, y_c, z_c, \tau)$, де t_c – температура стінки;
- граничних умовах II роду, коли задається густина теплового потоку в кожній точці поверхні тіла для будь-якого моменту часу: $q_c = f(x_c, y_c, z_c, \tau)$;
- граничних умовах III роду (ГУ III), коли задається температура навколишнього середовища і закон теплообміну між поверхнею і навколишнім середовищем – закон Ньютона - Ріхмана (тепловіддача):

$$q = \alpha \cdot (t_p - t_c);$$

- граничних умовах IV роду, використовують для розв’язку задач контактного теплообміну:

$$\lambda_1 \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{c1} = \lambda_2 \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{c2}.$$

Диференціальне рівняння теплопровідності спільно з умовами однозначності, являє собою повне математичне формулювання задачі.

Методи розв’язку задач теплопровідності

Визначення закону розподілу температури та величини теплового потоку.

- 1. Аналітичний метод.** В цьому випадку записується математичне формулювання задачі. При заданих умовах розв’язується диференціальне рівняння і знаходиться температурне поле. Використовуючи закон Фур’є за відомим температурним полем знаходять тепловий потік.

- 2. Чисельний метод.** Використовують, коли математичне формулювання виявляється досить складним і задача не може бути розв'язана аналітичним методом. Тоді диференціальне рівняння теплопровідності замінюється рівнянням в кінцевих різностях. Задача розв'язується чисельним методом за допомогою персонального комп'ютера.
- 3. Графічний метод.** В цьому методі використовують рівняння теплопровідності в кінцевих різностях і розв'язується графічним методом.
- 4. Метод аналогії.** В природі існують явища, які мають формально однаковий математичний опис при різній фізичній природі. Може бути використаний метод електро-теплової аналогії, коли теплові процеси замінюють електричними моделями.
- 5. Експериментальний метод.** У випадку, коли умови однозначності дуже складні, звертаються до експериментального методу.

Розглянемо аналітичний метод розв'язку на прикладі теплопровідності при ГУ I, III роду:

1. Теплопровідність плоскої стінки.
2. Теплопровідність циліндричної стінки.

Теплопровідність при стаціонарному режимі і граничних умовах I роду

Теплопровідність плоскої стінки

Найбільш простими випадками вирішення задач теплопровідності є стаціонарні одновимірні процеси тіл простої форми. Розповсюдженою задачею є визначення густини теплового потоку, що передається крізь плоску однорідну стінку (рис. 2.5) товщиною δ з необмеженими розмірами по висоті та ширині, на поверхні якої підтримуються температури t_{c1} і t_{c2} . Температура змінюється тільки по товщині стінки. Густина теплового потоку q незмінна по товщині стінки.

- 1) геометричні умови – $l_x \ll l_y, l_x \ll l_z, l_x = \delta$;
- 2) фізичні умови – λ ;
- 3) початкові умови – $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$;
- 4) граничні умови при $x=0, t=t_{c1}$, при $x=\delta, t=t_{c2}$.

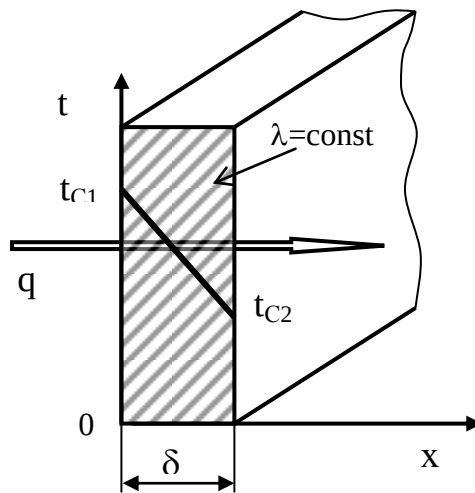


Рис. 2.5. Теплопроводність плоскої стінки при граничних умовах I роду

Оскільки задача одновимірна:

$$\frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\partial t}{\partial z} = 0.$$

Диференціальне рівняння стаціонарної теплопроводності для плоскої стінки має вигляд:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} = 0.$$

Після проведення подвійного інтегрування по температурі та товщині стінки отримуємо:

$$\frac{dt}{dx} = C_1 \quad \text{та} \quad t = C_1 x + C_2,$$

де коефіцієнти C_1 та C_2 визначаються з граничних умов при $x = 0, t = t_{C1}$; при $x = \delta, t = t_{C2}$:

$$C_2 = t_{C1}, \quad C_1 = - \frac{t_{C1} - t_{C2}}{\delta}.$$

Закон розподілу температури має вид:

$$t = t_{C1} - \frac{t_{C1} - t_{C2}}{\delta} \cdot x.$$

Згідно закону Фур'є $q = -\lambda \frac{dt}{dx}$ та враховуючи $\frac{dt}{dx} = -\frac{t_{C1} - t_{C2}}{\delta}$ густина теплового потоку q дорівнює:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{C1} - t_{C2}),$$

або

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{r} \quad \text{та} \quad t_{c2} = t_{c1} - q \frac{\delta}{\lambda},$$

де: $r = \delta/\lambda$ – внутрішній термічний опір стінки, $\text{м}^2\text{K/Вт}$.

Зміна температур при $\lambda = \text{const}$ відбувається по прямій похилій лінії, нахил залежить від товщини та теплофізичних властивостей стінки.

Якщо ми знаємо q , то можна обчислити і величину теплового потоку:

$$Q = q \cdot F,$$

де F – площа плоскої стінки, м^2 .

Багат шарова плоска стінка

Розглянемо теплопровідність багат шарової плоскої стінки, яка складається з n однорідних шарів (рис. 2.6). Прийmemo, що контакт між шарами ідеальний і температура на поверхнях контакту двох шарів однакова. При стаціонарному режимі тепловий потік, який проходить крізь будь-яку ізотермічну поверхню неоднорідної стінки однаковий:

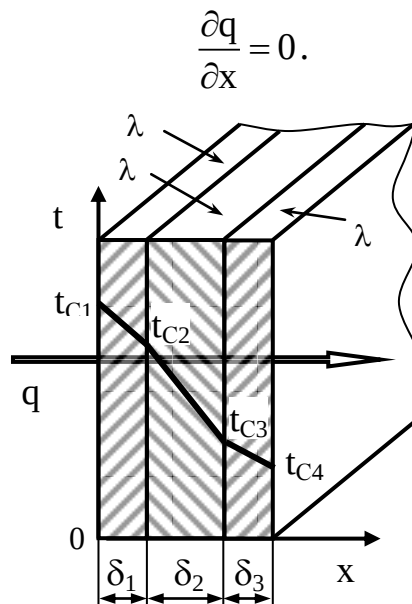


Рис. 2.6. Теплопровідність багат шарової стінки при граничних умовах I роду

При заданих температурах на зовнішніх поверхнях три шарової стінки, розмірах шарів і відповідних коефіцієнтах теплопровідності можна скласти систему рівнянь:

$$q_1 = \frac{\lambda_1}{\delta_1}(t_{C1} - t_{C2}) \Rightarrow t_{C1} - t_{C2} = q_1 \frac{\delta_1}{\lambda_1},$$

$$q_2 = \frac{\lambda_2}{\delta_2}(t_{C2} - t_{C3}) \Rightarrow t_{C2} - t_{C3} = q_2 \frac{\delta_2}{\lambda_2},$$

$$q_3 = \frac{\lambda_3}{\delta_3}(t_{C3} - t_{C4}) \Rightarrow t_{C3} - t_{C4} = q_3 \frac{\delta_3}{\lambda_3}.$$

Після визначення температурних напорів складаємо праві та ліві частини рівнянь і враховуючи, що при стаціонарному режимі тепловий потік, який проходить через будь-яку ізотермічну поверхню неоднорідної стінки, один і той самий, а теплопровідність шарів різна, температура падає різкіше в шарах з меншою теплопровідністю:

$$q_1 = q_2 = q_3 = q,$$

будемо мати:

$$q = \frac{t_{C1} - t_{C4}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} = \frac{t_{C1} - t_{C4}}{\sum_{i=1}^3 \frac{\delta_i}{\lambda_i}}.$$

Для стінки з n шарів маємо:

$$q = \frac{t_{C1} - t_{Cn+1}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} = \frac{t_{C1} - t_{Cn+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}.$$

Величина $\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, яка дорівнює сумі термічних опорів всіх n шарів, називається

повним термічним опором теплопровідності багатошарової стінки.

Температура у кожному шарі стінки при постійній теплопровідності змінюється за лінійним законом та для багатошарової стінки температурний графік має вигляд ламаних ліній.

Теплопровідність циліндричної стінки (труби)

Дуже часто теплоносії рухаються у трубах і потрібно розрахувати тепловий потік крізь циліндричну стінку труби.

Розглянемо стаціонарний процес теплопровідності в циліндричній стінці (трубі) нескінченної довжини з внутрішнім діаметром $d_1=2r_1$ і зовнішнім діамет-

ром $d_2=2r_2$, з постійними температурами t_{C1} і t_{C2} на зовнішній та внутрішній поверхнях відповідно (рис. 2.7). В заданому інтервалі температур $\lambda=\text{const}$. Температура змінюється лише вздовж радіуса.

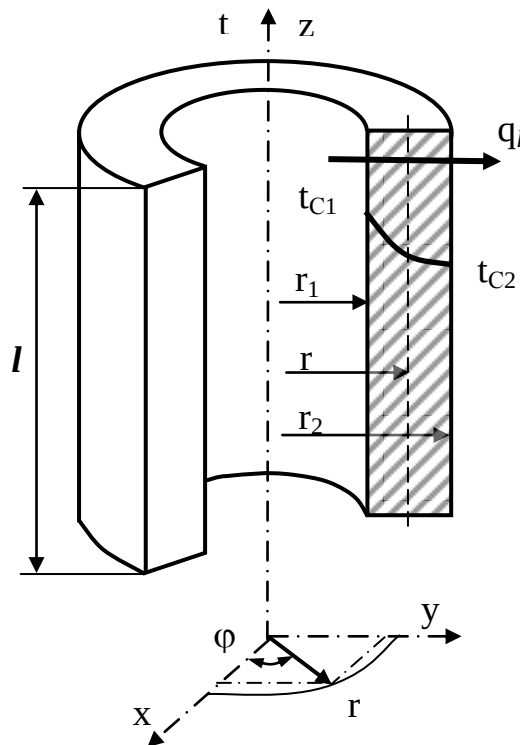


Рис. 2.7. Теплопровідність циліндричної стінки при граничних умовах I роду

Температури на зовнішній і внутрішній поверхні незмінні, тому температура не змінюється і вздовж ϕ .

Ця задача також одномірна.

Для її розв'язку використаємо диференціальне рівняння в циліндричній системі координат і співвідношення між прямокутними і циліндричними координатами:

$$x = r \cdot \cos\phi; \quad y = r \cdot \sin\phi; \quad z = z.$$

Тоді рівняння прийме вигляд:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\rho} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right),$$

де $\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}$ – оператор Лапласа для циліндричних координат.

З урахуванням:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0, \quad \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0; \quad \frac{\partial t}{\partial \varphi} = 0 \quad \text{та} \quad \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} = 0,$$

отримаємо рівняння:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} = 0.$$

Граничні умови:

$$\text{при } r = r_1, \quad t = t_{C1}, \quad \text{при } r = r_2, \quad t = t_{C2}.$$

Вводимо нову змінну:

$$u = \frac{dt}{dr},$$

тоді:

$$\frac{du}{dr} + \frac{u}{r} = 0; \quad \frac{du}{u} + \frac{dr}{r} = 0.$$

Після проведення інтегрування отримуємо:

$$\ln u + \ln r = \ln C_1.$$

Після потенціювання і переходячи до початкових змінних маємо:

$$\frac{dt}{dr} = \frac{C_1}{r} \quad \text{чи} \quad dt = \frac{C_1}{r} dr.$$

Після інтегрування:

$$t = C_1 \ln r + C_2.$$

Температура змінюється за логарифмічним законом.

Значення сталих C_1 та C_2 визначаємо з урахуванням граничних умов:

$$r=r_1, \quad t=t_{C1};$$

$$r=r_2, \quad t=t_{C2};$$

$$t_{C1} = C_1 \ln r_1 + C_2;$$

$$t_{C2} = C_1 \ln r_2 + C_2;$$

$$C_1 = \frac{t_{C1} - t_{C2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}}; \quad C_2 = t_{C1} - \frac{t_{C1} - t_{C2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \cdot \ln r_1.$$

Закон розподілу температури має вид:

$$t = t_{C1} - \frac{t_{C1} - t_{C2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \cdot \ln \frac{r}{r_1}.$$

Кількість теплоти, яка проходить крізь циліндричну поверхню площею F :

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dr} F.$$

З урахуванням що:

$$\frac{dt}{dr} = -\frac{t_{C1} - t_{C2}}{r \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad \text{та} \quad F = 2\pi r \cdot l,$$

отримаємо:

$$Q = \frac{t_{C1} - t_{C2}}{\frac{1}{2\pi l \cdot \lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{t_{C1} - t_{C2}}{\frac{1}{2\pi l \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}.$$

Оскільки внутрішня і зовнішня поверхні циліндричної труби різні, то вводять поняття лінійної густини теплового потоку, віднесеної до 1м довжини труби, Вт /м:

$$q_l = \frac{Q}{l}, \quad \text{тоді} \quad q_l = \frac{t_{C1} - t_{C2}}{\frac{1}{2\pi \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}},$$

де $r_l = \frac{1}{2\pi \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$ – лінійний термічний опір теплопровідності циліндричної стінки, $\left[\frac{\text{м} \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \right]$.

Розподіл температури в стінці циліндричної труби являє собою логарифмічну криву. Тепловий потік визначається заданими граничними умовами і залежить від d_2/d_1 .

Для багат шарової циліндричної стінки лінійна густина теплового потоку:

$$q_l = \frac{t_{C1} - t_{C_{n+1}}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}.$$

Теплопередача

Теплопередача – це складний вид теплообміну, при якому теплота передається від одного рухомого гарячого середовища до іншого холодного середовища через тверду стінку. При цьому в передачі теплоти одночасно беруть участь всі

види теплообміну - теплопровідність, конвекція і випромінювання. Теплопередачу іноді називають теплопровідністю при граничних умовах III роду.

Прикладами теплопередачі можуть служити передача теплоти: від гарячої води через стінку радіаторів центрального опалення до повітря в приміщенні, від відхідних газів до води через стінки кип'ятильних труб в парових котлах, від пари, що конденсується, до охолоджуючої води через стінки труб конденсатора, від гарячих продуктів згоряння до води через стінку циліндра двигуна внутрішнього згоряння та ін.

В усіх розглянутих випадках стінка слугує провідником теплоти і виготовляється з матеріалу з високою теплопровідністю.

В інших випадках, коли потрібно зменшити втрати теплоти, стінка повинна бути ізолятором і виготовлятися з матеріалу з хорошими теплоізоляційними властивостями.

1. При наявності стінки процес теплопередачі складається з трьох етапів.
2. Перенесення теплоти конвекцією від гарячого теплоносія до стінки.
3. Перенесення теплоти теплопровідністю через стінку.
4. Перенесення теплоти конвекцією від поверхні стінки до холодного теплоносія.

Теплопровідність при стаціонарному режимі і граничних умовах III роду (теплопередача)

Теплопередача через плоску стінку

При ГУ III роду відомими величинами є температура навколишнього середовища і закон теплообміну між поверхнею і навколишнім середовищем (рис. 2.8):

$$dQ = \alpha (t_p - t_c) dF d\tau,$$

$$q = \alpha(t_p - t_c),$$

де α – коефіцієнт пропорційності чи коефіцієнт тепловіддачі ($\text{Вт/м}^2\text{К}$), що враховує умови й особливості теплообміну.

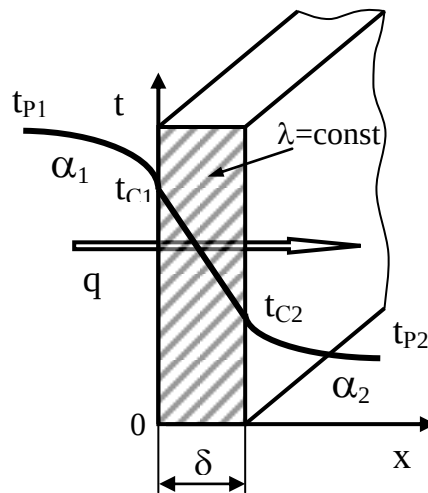


Рис. 2.8. Теплопередача через плоску стінку (граничні умови III роду)

Густина теплового потоку від гарячого теплоносія (рідини) до стінки (тепловіддача):

$$q = \alpha_1(t_{p1} - t_{c1}) \Rightarrow t_{p1} - t_{c1} = q \frac{1}{\alpha_1}.$$

При стаціонарному тепловому режимі густина теплового потоку обумовлена теплопровідністю крізь тверду стінку:

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_{c1} - t_{c2}) \Rightarrow t_{c1} - t_{c2} = q \frac{\delta}{\lambda}.$$

Густина теплового потоку, яка передається від поверхні стінки до холодного теплоносія (рідини) за рахунок тепловіддачі, дорівнює:

$$q = \alpha_2(t_{c2} - t_{p2}) \Rightarrow t_{c2} - t_{p2} = q \frac{1}{\alpha_2}.$$

В результаті складання рівнянь отримуємо густину теплового потоку:

$$q = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}; \quad q = k(t_{p1} - t_{p2}).$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт / (м²·К):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{r_{\alpha1} + r_{\delta} + r_{\alpha2}},$$

де $r_{\alpha1} = \frac{1}{\alpha_1}$ – термічний опір тепловіддачі від гарячої рідини до поверхні стінки, (м²·К) / Вт;

$r_{\alpha 2} = \frac{1}{\alpha_2}$ – термічний опір тепловіддачі від поверхні стінки до холодної рідини, $(\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}$;

$r_{\delta} = \frac{\delta}{\lambda}$ – термічний опір теплопровідності стінки, $(\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}$.

Повний термічний опір теплопередачі, $(\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}$:

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} = r_{\alpha 1} + r_{\delta} + r_{\alpha 2}.$$

У випадку **багатошарової стінки** (рис. 2.9) коефіцієнт теплопередачі розраховують за рівнянням:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

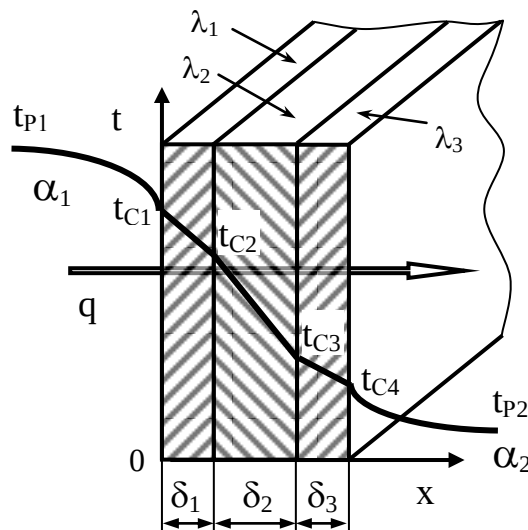


Рис. 2.9. Теплопередача через багатошарову плоску стінку (граничні умови III роду)

Числове значення коефіцієнта теплопередачі визначає кількість теплоти, що проходить через одиницю поверхні стінки в одиницю часу від гарячого до холодного теплоносія при різниці температур між ними в 1°C .

Якщо ми знаємо k та F , то можна обчислити і величину теплового потоку через стінку:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t.$$

Теплопередача через циліндричну стінку

Аналогічно до методики виведення формули для плоскої стінки отримуємо для циліндричної стінки (рис. 2.10):

$$q_l = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{\frac{1}{\alpha_1 \pi d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \pi d_2}};$$

$$q_l = k_l (t_{p1} - t_{p2}).$$

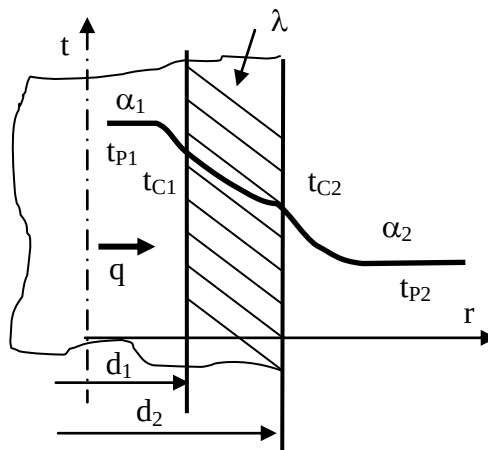


Рис. 2.10. Теплопередача через циліндричну стінку (граничні умови III роду)

Лінійний термічний опір теплопередачі, (м·К) / Вт:

$$R_l = \frac{1}{k_l} = \frac{1}{\alpha_1 \pi d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \pi d_2},$$

де k_l – лінійний коефіцієнт теплопередачі, Вт / (м·К);

πd_1 і πd_2 – площі зовнішньої і внутрішньої поверхонь циліндричної стінки довжиною 1 м.

Числове значення лінійного коефіцієнта теплопередачі k_l дорівнює кількості теплоти, що проходить через 1м трубопроводу в одиницю часу від гарячого теплоносія до холодного при різниці температур між ними в 1 °С.

Для **багат шарової циліндричної стінки** рівняння має вигляд:

$$R_l = \frac{1}{k_l} = \frac{1}{\alpha_1 \pi d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \pi d_{n+1}}.$$

Критичний діаметр ізоляції

Тепловою ізоляцією називають усяке покриття гарячої поверхні, що сприяє зниженню втрат теплоти в навколишнє середовище. Для теплової ізоляції можуть бути використані будь-які матеріали з низьким коефіцієнтом теплопровідності – азбест, пробка, слюда, шлакова чи скляна вата, вовна, тирса та ін., але теплоізоляційними вважаються тільки ті матеріали, коефіцієнт теплопровідності яких $\lambda \leq 0,25 \text{ Вт/(м·К)}$.

Для зменшення втрат теплоти обирають оптимальну товщину шару ізоляції тобто, визначають критичний діаметр ізоляції.

Розглянемо умову, за якої матеріал, що використовується для ізоляції труби, буде зменшувати теплові втрати.

Нехай циліндрична труба вкрита одношаровою ізоляцією (рис. 2.11). При постійних значеннях $\alpha_1, d_1, \lambda_1, \alpha_2, \lambda_2, d_2, t_1, t_2$ розглянемо як буде змінюватися повний термічний опір при зміні товщини ізоляції.

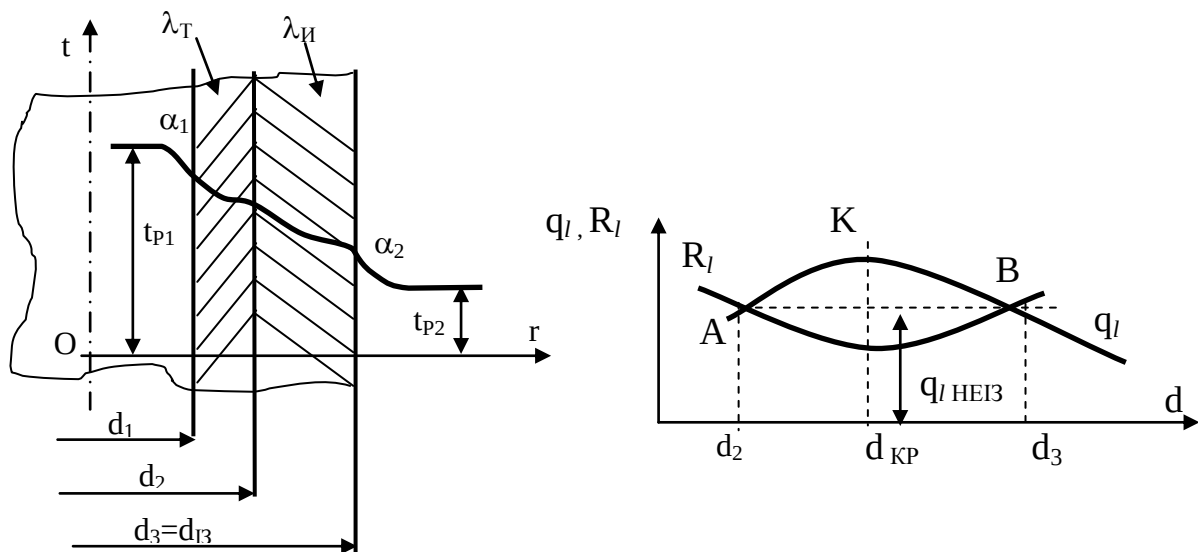


Рис. 2.11. До визначення критичного діаметру ізоляції

Рівняння повного термічного опору циліндричної стінки з ізоляцією:

$$R_l = \frac{1}{\alpha_1 \pi d_1} + \frac{1}{2\pi \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi \lambda_{I3}} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 \pi d_3},$$

де d_3 – зовнішній діаметр ізоляції, м;

λ_{I3} – коефіцієнт теплопровідності ізоляції, Вт/(м·К).

Аналіз рівняння показує, що теплові втрати ізолюваних трубопроводів зменшуються не пропорційно збільшенню товщини ізоляції.

З рівняння видно, що при збільшенні зовнішнього діаметра ізоляції d_3 збільшується опір шару ізоляції (член $\frac{1}{2\pi\lambda_{\text{ІЗ}}} \ln \frac{d_3}{d_2}$), але одночасно зменшується опір тепловіддачі на зовнішній поверхні ізоляції (член $\frac{1}{\alpha_2 \pi d_3}$).

Щоб з'ясувати, як буде змінюватися термічний опір циліндричної стінки при зміні товщини ізоляції, дослідимо R_l як функцію від d_3 .

Візьмемо першу похідну від R_l по d_3 і прирівняємо її до нуля, одержимо:

$$\frac{d(R_l)}{d(d_3)} = \frac{1}{2\lambda_{\text{ІЗ}} d_3} - \frac{1}{\alpha_2 d_3^2} = 0.$$

Тоді критичний діаметр ізоляції, що відповідає екстремальній точці кривої $R_l = f(d_3)$, визначається за формулою:

$$d_{\text{кр}} = \frac{2\lambda_{\text{ІЗ}}}{\alpha_2}.$$

З рівняння випливає, що критичний діаметр ізоляції не залежить від розмірів трубопроводу. Він буде тим менше, чим менше коефіцієнт теплопровідності ізоляції і чим більше коефіцієнт тепловіддачі α_2 від зовнішньої поверхні ізоляції до навколишнього середовища.

Якщо взяти другу похідну від R_l , то вона більше нуля. Отже, критичний діаметр відповідає мінімуму термічного опору і максимуму теплового потоку.

Аналіз рівняння показує, що якщо зовнішній діаметр ізоляції $d_{\text{ІЗ}}$ збільшується, але залишається менше $d_{\text{кр}}$, то теплові втрати зростають і будуть більше тепловтрат неізолюваного трубопроводу (крива АК). При рівності $d_{\text{ІЗ}} = d_{\text{кр}}$ тепловтрати в навколишнє середовище виходять максимальні (точка К). При подальшому збільшенні зовнішнього діаметра ізоляції $d_{\text{ІЗ}} > d_{\text{кр}}$ тепловтрати будуть менше, ніж при $d_{\text{ІЗ}} = d_{\text{кр}}$ (крива ВК). Тільки при $d_{\text{ІЗ}} = d_3$ теплові втрати знову стануть такими ж, як і для неізолюваного трубопроводу.

Для ефективної роботи ізоляції необхідно, щоб критичний діаметр був менше зовнішнього діаметра неізолюваного трубопроводу, щоб:

$$d_{\text{кр ІЗ}} < d_2.$$

Таким чином, для того щоб ізоляція викликала зменшення тепловтрат циліндричної стінки в порівнянні з неізольованим трубопроводом при даному зовнішньому діаметрі труби d_2 і заданому коефіцієнті тепловіддачі α_2 , необхідно виконання умови:

$$\lambda_{\text{ІЗ}} \leq \frac{\alpha_2 d_2}{2}.$$

$d_{\text{кр ІЗ}}$ – деяка характеристика даного виду ізоляції, яка залежить від роду ізоляції ($\lambda_{\text{ІЗ}}$) і інтенсивності теплообміну на її поверхні (α_2).

$d_{\text{кр ІЗ}}$ не залежить від геометричних характеристик трубопроводу.

2.3. Конвективний теплообмін

Спільний процес переносу теплоти конвекцією і теплопровідністю називається *конвективним теплообміном*. Конвекція може бути вільною (природною) і вимушеною. Якщо рух викликаний різницею густини холодних і нагрітих макрооб'ємів у полі дії гравітаційних сил, то його називають вільним (*вільна конвекція*) і залежить він від роду рідини, різниці температур, об'єму простору, в якому протікає процес. Вимушений рух створюється зовнішнім джерелом (насосом, вентилятором).

Основний закон конвективного теплообміну

Зазвичай рідкі і газоподібні теплоносії нагріваються або охолоджуються при контакті з поверхнею твердих тіл. Процес теплообміну між поверхнею твердого тіла і рідиною називають тепловіддачею, а поверхню тіла, через яку переноситься теплота – поверхнею теплообміну.

В основу вивчення конвективного теплообміну (КТО) покладений закон Ньютона – Ріхмана. Кількість теплоти переданої шляхом тепловіддачі від поверхні тіла до рідини прямо пропорційна проміжку часу $d\tau$, елементарній площі dF і різниці температур між стінкою і рідиною ($t_p - t_c$):

$$dQ = \alpha(t_p - t_c)dF d\tau,$$

де t_p , t_c – температури навколишнього середовища (рідини) та поверхні тіла (стінки), °C;

α – коефіцієнт пропорційності, називається коефіцієнтом тепловіддачі, Вт/м² К.

Коефіцієнт тепловіддачі характеризує інтенсивність теплообміну між поверхнею тіла і навколишнім середовищем.

α показує кількість теплоти переданої крізь одиницю поверхні тіла в одиницю часу при різниці температур між стінкою і рідиною в 1 °C:

$$q = \alpha(t_p - t_c) = \alpha \Delta t, \quad \alpha = \frac{q}{t_p - t_c} = \frac{q}{\Delta t}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі α не є фізичною властивістю рідини, а залежить від великої кількості параметрів (форми, розмірів, швидкості руху рідини, властивостей рідини):

$$\alpha = f(\Phi, l_x, l_y, l_z, W, \lambda, \nu, \rho, \beta, c_p, t_c, t_p).$$

Основна задача конвективного теплообміну – визначення коефіцієнта тепловіддачі.

Конвективний теплообмін, на відміну від теплопровідності, описується декількома диференціальними рівняннями з великою кількістю змінних параметрів. Тому вирішення питань конвективного теплообміну викликає великі труднощі.

Явища конвективного теплообміну (тепловіддачі як часткового випадку) описуються системою диференціальних рівнянь у часткових похідних:

1. Рівняння енергії:

$$\frac{dt}{d\tau} + \frac{\partial t}{\partial x} \cdot w_x + \frac{\partial t}{\partial y} \cdot w_y + \frac{\partial t}{\partial z} \cdot w_z = \frac{\lambda}{c_p \rho} \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = a \nabla^2 t.$$

2. Рівняння нерозривності (суцільності):

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0.$$

3. Рівняння руху (Нав'є-Стокса):

$$\begin{aligned} \text{на вісь OX:} \quad \rho \frac{dw_x}{d\tau} &= \rho \left(\frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_x}{\partial z} \right) = \\ &= \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{OY:} \quad \rho \frac{dw_y}{d\tau} &= \rho \left(\frac{\partial w_y}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_y}{\partial z} \right) = \\ &= \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2} \right); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{OZ:} \quad \rho \frac{dw_z}{d\tau} &= \rho \left(\frac{\partial w_z}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_z}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) = \\ &= \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right). \end{aligned}$$

Ці рівняння повинні бути доповнені умовами однозначності, які характеризують особливості тієї чи іншої задачі.

Аналітичний розв'язок цієї системи рівнянь може бути знайдено тільки з введенням спрощень. Крім аналітичного способу, може бути знайдений чисельний розв'язок цієї системи з використанням комп'ютерної техніки, але не для всіх випадків.

У зв'язку з цим багато залежностей для конкретних задач КТО отримують експериментальним шляхом. Недоліком експериментальних досліджень є неможливість поширення результатів, отриманих в даному досліді, на інші явища і процеси, що відрізняються від вивченого.

Лише об'єднання математичних методів з експериментом за допомогою теорії подібності дозволяє поширити результати одиничного досліду на цілу групу явищ.

У практиці інженерних розрахунків для визначення коефіцієнта тепловіддачі звертаються до експерименту, де α визначають експериментальним шляхом на моделях з наступним перенесенням результату розрахунку на натурний зразок, з використанням теорії подібності. Теорія подібності є теоретичною базою експерименту, полегшує аналіз процесів.

Сутність теорії подібності полягає в тому, що розмірні фізичні величини, що впливають на конвективний теплообмін, об'єднуються в безрозмірні комплекси, причому так, що число комплексів менше числа величин, з яких складені ці комплекси. Комплексам або числам подібності присвоюються імена вчених, які зробили внесок у дослідження процесів теплопереносу та гідродинаміки. Отримані безрозмірні комплекси розглядаються як нові змінні. Вони відображають не тільки вплив поодиноких чинників, але і їх сукупності, що спрощує опис досліджуваного процесу.

Незалежні безрозмірні комплекси називаються **визначальними критеріями**, а ті які ми шукаємо – **визначуваними критеріями**.

Якщо ці комплекси для моделі і натурального об'єкту однакові, то процеси вважаються подібними.

Поняття подібності поширюється на будь-яке фізичне явище. Подібними вважаються фізичні явища, якщо вони відносяться до одного і того ж класу, протікають в геометрично подібних системах, і подібні всі однорідні фізичні величини, які мають той самий фізичний зміст і однакову розмірність.

Експериментальні дані можна обробити у вигляді безрозмірних комплексів (критеріїв) і отримані залежності будуть справедливі для всієї безлічі подібних процесів.

Аналіз рівнянь КТО дозволяє отримати наступні основні критерії подібності.

Основні критерії подібності

1. Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{wl_o}{\nu} ,$$

де w – швидкість, м/с;

ν – кінематична в'язкість, м²/с;

l_o - визначальний розмір, м.

Фізичний зміст – безрозмірна швидкість.

2. Критерій Прандтля:

$$Pr = \frac{\nu}{a},$$

де a – коефіцієнт теплопровідності, м²/с.

Фізичний зміст – безрозмірна фізична властивість рідини.

3. Критерій Грасгофа:

$$Gr = \frac{g l_o^3 \beta}{\nu^2} \Delta t,$$

де β – коефіцієнт об'ємного розширення, К⁻¹;

Δt – різниця температур між стінкою і рідиною.

Фізичний зміст – характеризує співвідношення підйомної сили, що виникає внаслідок різниці густини рідини і молекулярного тертя.

4. Число Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l_o}{\lambda}.$$

Фізичний зміст – безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі. Цей критерій є **визначуваним**, тому що в нього входить коефіцієнт тепловіддачі α .

Критеріальним рівнянням називають залежність між яким-небудь визначуваним критерієм подібності й іншими визначальними критеріями подібності.

Тоді в загальному вигляді критеріальне рівняння конвективного теплообміну може бути представлено:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr).$$

Досвід показує, що залежність між числами подібності у визначених межах зміни аргументу може бути представлена у вигляді степеневої функції:

$$Nu = c Re^n Pr^m,$$

де коефіцієнти c , n , m – залежать від умов проведення експерименту.

При розв'язку критеріальних рівнянь подібності необхідно звертати увагу на визначальну температуру і визначальний розмір. Визначальною температурою називається температура t_o , за якою вибираються значення фізичних параметрів середовища, які входять у числа подібності. Визначальним розміром – характерний лінійний розмір l_o , за яким відбувається розвиток процесу. Наприклад, для

горизонтальних труб круглого перерізу визначальним лінійним розміром є діаметр; для труб не круглого перерізу – еквівалентний діаметр:

$$d_{\text{ЕКВ}} = \frac{4F}{P},$$

де F – площа поперечного перерізу, P – змочуваний периметр перерізу.

Інтенсивність переносу теплоти при конвективному теплообміні залежить від наступних факторів:

- 1) від природи виникнення руху (вільний чи вимушений);
- 2) від режиму течії рідини чи газу;
- 3) від фізичних властивостей теплоносія;
- 4) від форми і розмірів поверхонь, які віддають або приймають теплоту.

У 1884 р. англійський вчений Рейнольдс встановив 2 режими течії рідини, що підпорядковані різним законам:

Ламінарна течія – плавний рух потоку без пульсацій, перемішування, частинки рухаються по паралельним траєкторіям і ці траєкторії паралельні осі каналу.

Турбулентна течія характеризується безупинним перемішуванням усіх шарів рідини, частинки переміщуються вздовж каналу, роблять різні рухи перпендикулярні осі каналу.

При русі рідини у трубі для значень числа $Re < 2000$ має місце чисто ламінарна течія. При збільшенні числа Re настає перехідний, нестійкий режим. При значенні числа $Re > 2300$ режим течії турбулентний.

Теплообмін в умовах природної конвекції

Природна конвекція має місце біля нагрітих стін печей, трубопроводів, у батареях центрального опалення, у холодильниках при охолодженні продуктів та ін. Цей вид теплообміну відіграє велику роль як у промисловості, так і в побуті.

Розрізняють теплообмін при вільній конвекції в **необмеженому** і **обмеженому** просторі (прошарки, щілини, заповнені рідиною чи газом).

Якщо тіло має більш високу температуру, ніж оточуюча його рідина (газ), то шари рідини (газу), нагріваючись від тіла, стають легшими і під дією виника-

ючої підйомної сили піднімаються нагору, а на їхнє місце надходять з навколишнього простору більш холодні шари. Тому виникає природна конвекція.

Розглянемо теплообмін при вільній конвекції у необмеженому просторі біля вертикальної плити (рис. 2.12).

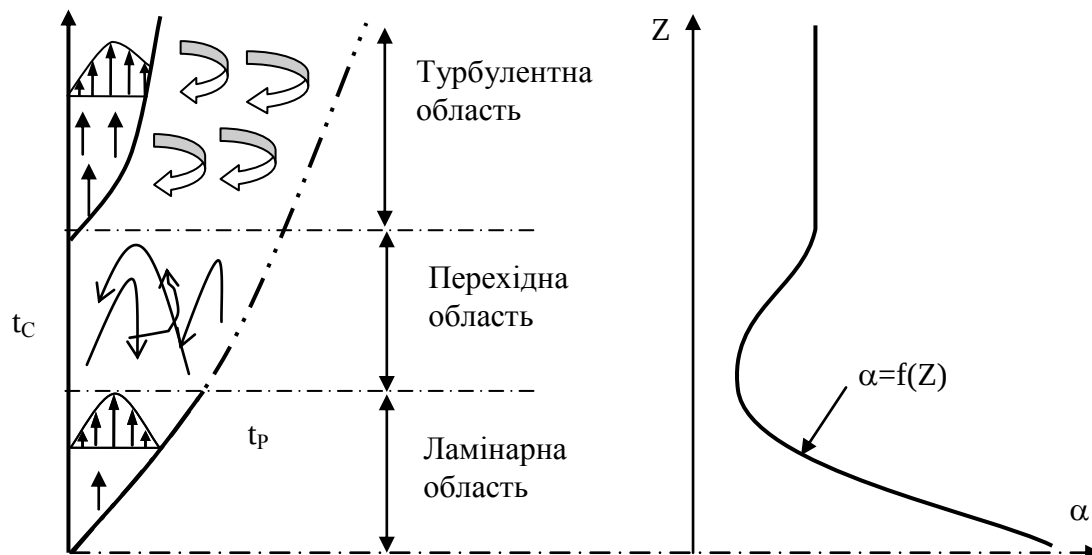


Рис. 2.12. Теплообмін при вільній конвекції у необмеженому просторі біля вертикальної плити

В нижній частині пластини спостерігається ламінарний рух з поступово зростаючою товщиною ламінарного шару. На деякій відстані від нижнього краю по її висоті ламінарний шар починає руйнуватися, виникає локоноподібний рух рідини, що поступово підсилюється і переходить в розвинутий турбулентний рух з ламінарним підшарком у безпосередній близькості до поверхні плити. Відповідно до зміни товщини граничного шару і характеру руху рідини змінюється і коефіцієнт тепловіддачі. В міру збільшення ламінарного шару, від нижнього краю пластини, коефіцієнт тепловіддачі зменшується.

В області локоноподібного руху коефіцієнт тепловіддачі поступово зростає і приймає найбільше постійне значення в області розвинутого турбулентного руху.

Шар рідини, у якому швидкість руху змінюється від 0 біля стінки до 0 на відстані від неї називається *гідродинамічним граничним шаром (ГГШ)*.

Шар рідини, у якому температура рідини змінюється від температури стінки t_c до температури рідини t_p вдалині від стінки, називається *температурним*

граничним шаром (ТГШ). В загальному випадку товщини теплового і гідродинамічного шарів можуть не співпадати.

ТГШ є термічним опором, що перешкоджає конвективному теплообміну. Основна його частина припадає на ламінарний шар (підшар). Описаний процес вільного руху вздовж вертикальної плити є типовим для вертикальної труби, похилої і горизонтальної труби, кулі і інших тіл овальної форми. Загальний вид критеріального рівняння для вільної конвекції в необмеженому просторі має вид:

$$Nu = c(Gr \cdot Pr)^n \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}.$$

Оскільки граничний шар при вільній конвекції залежить від вертикальної координати, то визначальним розміром є вертикаль (для горизонтальних труб – діаметр, $l_0=d$); t_0 – визначальна температура, $t_0 = \bar{t}_m = \frac{t_c + t_p}{2}$.

Режими течії в залежності від добутку $Gr \cdot Pr$ наведені в таблиці 2.1. Якщо значення $Gr \cdot Pr$ дуже мале, то біля стінки може утворюватися нерухома плівка рідини, тоді $n=0$.

Таблиця 2.1. Режими течії в залежності від добутку $Gr \cdot Pr$

Режим	$Gr \cdot Pr$	c	n
Плівковий	$<10^{-5}$	0,4	0
Перехідний	$10^{-5}-500$	1,18	0,125
Ламінарний	$500-10^9$	0,54	0,25
Турбулентний	$>10^9$	0,13	0,33

У загальному випадку коефіцієнт тепловіддачі буде залежати від напрямку теплового потоку (від стінки чи до стінки). Напрямок теплового потоку враховується

множником $\left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}$. Якщо рухомих середовищем є гази, то

$$\left(\frac{Pr}{Pr_c} \right) \approx 1 \Rightarrow \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} = 1.$$

Коефіцієнт об'ємного розширення визначають як:

$$\beta = \frac{1}{T_m}, \left[\frac{1}{K} \right].$$

Якщо рухомим середовищем є рідина, то β знаходимо за таблицями.

Значення Прандтля стінки Pr_c визначається з таблиць за температурою стінки t_c .

Вільна конвекція в обмеженому просторі

У вузьких каналах і щілинах внаслідок обмеженості простору і наявності висхідних і спадних потоків умови вільного руху значно відрізняються від вільного руху в необмеженому просторі. Типовий приклад – перенесення теплоти у віконному склі.

В інженерній практиці при розрахунках теплопереносу у щілинах (рис. 2.13) використовується рівняння теплопровідності з заміною коефіцієнта теплопровідності середовища λ ефективним коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{\text{ЕФ}}$, який враховує перенесення теплоти через щілину як теплопровідністю, так і конвекцією.

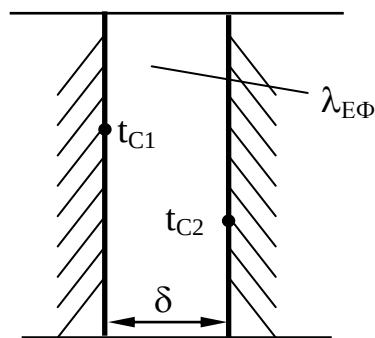


Рис. 2.13. Вільна конвекція в обмеженому просторі

Але при цьому вважають, що коефіцієнт теплопровідності більше, ніж фізична властивість.

Вводять поняття ефективного коефіцієнта теплопровідності:

$$\lambda_{\text{ЕФ}} = \lambda \epsilon_k,$$

де ϵ_k – коефіцієнт конвекції, враховує рух рідини.

Для випадку $Gr \cdot Pr > 10^3$:

$$\varepsilon_k = 0,18(Gr \cdot Pr)^{0,25}.$$

Тоді густина теплового потоку:

$$q = \lambda_{\text{ЕФ}} \frac{\Delta t}{\delta} \text{ — для плоскої щілини,}$$

$$q_l = \frac{\Delta t}{\frac{1}{2\pi\lambda_{\text{ЕФ}}} \ln \frac{d_2}{d_1}} \text{ — для циліндричного прошарку.}$$

За визначальний розмір приймається ширина щілини $l_0 = \delta$.

Визначальною температурою є середня температура:

$$t_0 = \frac{t_{C1} + t_{C2}}{2} = \bar{t}.$$

Тепловіддача при вимушеній течії в трубах

Процес тепловіддачі рідини у трубах дуже складний. Інтенсивність теплообміну залежить від швидкості потоку, від температури, зміна яких відбувається як у перерізі каналу, так і по довжині.

Інтенсивність теплообміну в прямих і гладких трубах залежить від режиму течії. Характер руху рідини в трубах (рис. 2.14) може бути ламінарним, перехідним та турбулентним, і визначається числом Рейнольдса. При $Re < Re_{\text{кр}}$ режим ламінарний. $Re_{\text{кр}} = 2300$ – критичне число Рейнольдса при течії рідини у трубі. Розвинений турбулентний режим течії встановлюється при значеннях $Re > 10^4$; інтервал значень $Re = 2 \cdot 10^3 - 1 \cdot 10^4$ відповідає перехідному режиму.

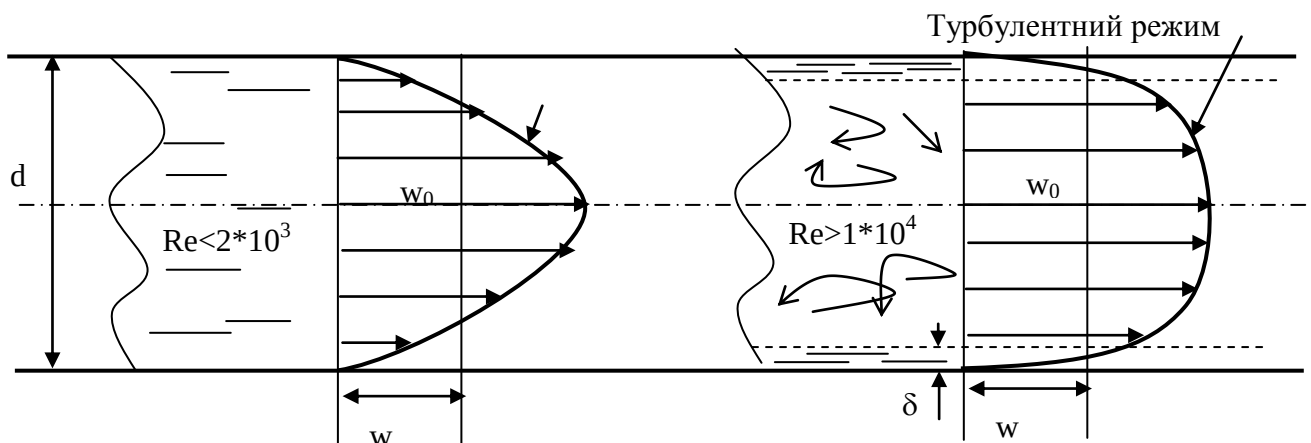


Рис. 2.14. Характер руху рідини в трубах

При ламінарному русі відбувається зміна температури рідини по всьому перерізу каналу, а також і відповідні зміни її густини. Максимальна швидкість w спостерігається на осі труби і для ламінарного, і для турбулентного режимів.

При ламінарній ізотермічній течії рідини епюра швидкості має вид параболи. На осі труби швидкість максимальна, а біля стін дорівнює нулю. При цьому максимальна швидкість руху часток рідини (газу) на осі каналу у 2 рази більше середньої швидкості її руху.

При турбулентному русі рідини епюра швидкості має вигляд зрізаної параболи. Максимальна швидкість рідини буде спостерігатися на осі труби, при цьому вона буде всього в 1,2-1,3 рази більше середньої швидкості. Не всі частки рідини при турбулентному режимі мають неупорядкований рух. Поблизу стінок, що обмежують потоки, внаслідок в'язкості рідини швидкість зменшується, а біля самої стінки зберігається тонкий граничний шар, що рухається ламінарно. У межах цього шару з товщиною δ , яка не більше декількох тисячних діаметра труби, швидкість руху рідини різко змінюється від нуля на стінці до 0,4-0,7 середньої швидкості на умовній межі з турбулентним потоку.

Режим руху рідини визначає механізм переносу теплоти у процесі тепловіддачі. При ламінарному русі перенос теплоти від рідини до стінки здійснюється головним чином шляхом теплопровідності. При турбулентному русі такий спосіб передачі теплоти спостерігається лише в ламінарному граничному шарі, а всередині турбулентного ядра теплота переноситься шляхом конвекції. При цьому на інтенсивність тепловіддачі в основному впливає термічний опір граничного шару.

В інженерних розрахунках для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі при вимушеній ламінарній течії рідини в трубах використовують рівняння М.А. Міхєєва:

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Gr^{0,1} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_C} \right)^{0,25} \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L.$$

Для перехідного режиму середній коефіцієнт тепловіддачі визначають з рівняння:

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_C} \right)^{0,25} \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L.$$

Для визначення середнього по довжині труби коефіцієнта тепловіддачі при розвиненому турбулентному русі рекомендується наступне рівняння при $Re > 10^4$:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_C} \right)^{0,25} \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L.$$

Визначальною температурою рідини в трубі є середня температура між $t_{вх}$ і $t_{вих}$, а визначальним розміром – діаметр труби.

ε_R – враховує кривизну труби; $\varepsilon_R = 1$, якщо труба пряма.

ε_L – враховує зміну α на початковій ділянці.

Коефіцієнт тепловіддачі змінюється по довжині каналу. Він буде більше біля входу в канал (табл. 2.2) і стабілізується на відстані від входу рівному $50d$.

Таблиця 2.2. Зміна коефіцієнта ε_L за довжиною каналу

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ε_L	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1

Для труб, що мають відношення довжини до діаметру $l/d < 50$, необхідно отримане значення α помножити на поправочний коефіцієнт ε_L з таблиці 2.2; при $l/d > 50$ – $\varepsilon_L = 1$.

2.4. Теплообмін при агрегатних перетвореннях рідини

Кипіння

Кипінням називається процес переходу речовини з рідкого стану в пароподібний. Кипіння можливе у всьому температурному інтервалі між потрійною і критичною точками для даної речовини. При кипінні (при фазовому переході «рідина-пара») поглинається теплота пароутворення, тому процес завжди пов'язаний з підведенням теплоти до киплячої рідини.

Розрізняють:

1. **Кипіння рідини на твердій поверхні**, до якої ззовні підводиться теплота.

При такому кипінні утворення парової фази спостерігається в окремих місцях цієї поверхні.

2. **Кипіння в об'ємі рідини.** При такому кипінні парова фаза виникає мимовільно безпосередньо в об'ємі рідини у вигляді окремих бульбашок пари.

В сучасній техніці найбільш часто зустрічаються процеси поверхневого кипіння. Для процесу кипіння необхідне виконання двох умов:

- 1) перегрів рідини відносно температури насичення t_H ; $t_p > t_H$;
- 2) наявність центрів пароутворення.

Перегрів рідини має максимум безпосередньо у поверхні, що обігривається. На ній знаходяться центри пароутворення у вигляді шорсткості поверхні нагрівання, бульбашок газу, частинок пилу. Кипіння, при якому пара утворюється у вигляді парових бульбашок, що періодично зароджуються і ростуть, називається бульбашковим *кипінням*.

При зростанні теплового потоку число центрів пароутворення збільшується. Їх стає так багато, що утворені бульбашки пари зливаються в один суцільний паровий шар, а кипіння за таких умов *називається плівковим*.

Залежність теплового потоку і коефіцієнта тепловіддачі від температурного напору показана на рисунку 2.15.



Рис. 2.15. Залежність теплового потоку і коефіцієнта тепловіддачі від температурного напору

При малих температурних напорах – до 5°C , значення коефіцієнта тепловіддачі визначається умовами вільної конвекції однофазної рідини (ділянка АВ).

При збільшенні Δt коефіцієнт тепловіддачі швидко зростає і відбувається інтенсивне бульбашкове кипіння (лінія ВК).

У точці К настає зміна режиму кипіння. Бульбашкове кипіння переходить у плівкове, і при подальшому підвищенні Δt коефіцієнт тепловіддачі швидко падає.

Цей перехід супроводжується таким інтенсивним утворенням бульбашок, що вони не встигають відриватися й утворюють суцільну парову плівку, що ізолює рідину від стінки, а кипіння переходить у плівкове.

Величини Δt , q , α , що відповідають моменту переходу бульбашкового режиму кипіння в плівковий, називають *критичними*.

Для води при кипінні у великому об'ємі $q_{\text{кр1}} = 1,2 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$; $\Delta t_{\text{кр1}} = 25\text{--}35 \text{ }^\circ\text{C}$.

Процес кипіння характеризується двома лінійними параметрами.

1. Критичний радіус бульбашки $R_{\text{кр}}$.

У момент утворення бульбашки на неї діє сила тиску оточуючої її рідини p_p сила поверхневого натягу на поверхні бульбашки σ . Умова механічної рівноваги сил для парової бульбашки сферичної форми визначається *рівнянням Лапласа*:

$$\Delta p = p_{\text{п}} - p_p = \frac{2\sigma}{R_{\text{кр}}},$$

де $p_{\text{п}}$ – тиск пари всередині бульбашки; p_p – тиск рідини;

σ – коефіцієнт поверхневого натягу [Н/м];

$R_{\text{кр}}$ – критичний радіус бульбашки:

$$R_{\text{кр}} = \frac{2\sigma}{\Delta p}.$$

Поверхневий натяг – це сила, під дією якої вільна поверхня рідини намагається скоротитися. Ця сила діє по дотичній до поверхні.

Утворення бульбашки з критичним радіусом можливо лише в тому випадку, якщо навколишня рідина буде перегріта, тобто якщо її температура t_p буде перевищувати t_H (при тиску рідини).

2. Відривний діаметр бульбашки d_0 .

Утворена парова бульбашка росте, внаслідок підведення теплоти, до відривного діаметра d_0 , потім відривається від поверхні нагрівання і спливає, захоплюючи за собою деяку кількість рідини з пристінної області в основний об'єм.

Простір, що звільнився на поверхні нагрівання, заповнюється рідиною й у центрі пароутворення знову зароджується парова бульбашка.

Значення відривного діаметра бульбашки залежить, зокрема, від того, змочується поверхня рідиною чи ні.

Змочувальна здатність рідини (рис. 2.16) характеризується крайовим кутом θ , який утворюється між дотичною, проведеною до поверхні фази рідина-газ і твердою поверхнею з вершиною, що розташовується в точці контакту трьох фаз, і умовно вимірюється завжди всередину рідкої фази. Чим більше θ , тим гірше змочувальна здатність рідини. θ – залежить від природи рідини, матеріалу, стану і чистоти поверхні.

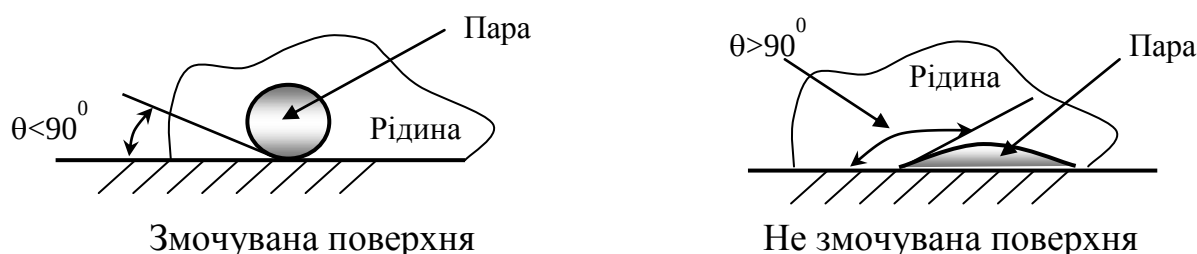


Рис. 2.16. До визначення крайового кута θ

Для визначення величини відривного діаметра бульбашки використовується формула:

$$d_o = 0,0208 \cdot \theta \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{р}})}},$$

де θ – кут змочування у градусах; $\rho_{\text{п}}$, $\rho_{\text{р}}$ – густини пари та рідини.

Ці лінійні параметри входять в складні критеріальні рівняння для розрахунків тепловіддачі при бульбашковому кипінні рідини.

У практичних розрахунках використовуються залежності для бульбашкового кипіння води в інтервалі тисків $(1 \dots 40)10^5$ Па:

$$\alpha = 3,14 \cdot q^{0,7} \cdot p^{0,15}$$

чи:

$$\alpha = 33,4 \cdot \Delta t^{2,33} \cdot p^{0,5},$$

де q – густина теплового потоку [Вт/м²], p – тиск насичення [бар].

При плівковому кипінні на поверхні нагрівання утворюється парова плівка, що відокремлює її від маси рідини. Теплота до рідини підводиться крізь плівку пари в основному шляхом теплопровідності. Теплопровідність пари менша, ніж рідини, тому інтенсивність теплообміну при плівковому кипінні у десятки разів нижче, ніж при бульбашковому.

Плівкове кипіння спостерігається при закалюванні металів в рідкому середовищі, при кипінні кріогенних рідин.

Формули для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при плівковому кипінні:

- кипіння на вертикальній поверхні:

$$\alpha = 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{\Pi} (\rho_p - \rho_{\Pi}) \lambda_{\Pi}^3}{\mu_{\Pi} \cdot \Delta t \cdot H}};$$

- кипіння на горизонтальній трубі:

$$\alpha = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{\Pi} (\rho_p - \rho_{\Pi}) \lambda_{\Pi}^3}{\mu_{\Pi} \cdot \Delta t \cdot d_{\text{ТР}}}};$$

де ρ_{Π} , λ_{Π} , μ_{Π} – густина, коефіцієнт теплопровідності і коефіцієнт динамічної в'язкості пари;

ρ_p – густина води;

r – прихована теплота пароутворення;

$\Delta t = t_{\text{СТ}} - t_{\text{Н}}$ – перепад температур у граничному шарі (перепад температур між стінкою і рідиною);

H – висота вертикальної стінки або вертикальної труби;

$d_{\text{ТР}}$ – зовнішній діаметр труби.

За визначальну температуру в формулах прийнята температура насичення при даному тиску.

Конденсація

Конденсація – процес переходу пари (газу) у рідкий чи твердий стан. При конденсації пари відбувається виділення теплоти фазового переходу, тому процес конденсації зв'язаний з теплообміном.

Конденсація може відбуватися як в об'ємі, так і на охолоджуваній поверхні теплообміну. В інженерній практиці частіше зустрічається другий варіант.

Необхідною умовою конденсації є наступна температурна умова:

$$t_H > t_C,$$

де t_H – температура насичення;

t_C – температура стінки (теплообмінника).

У розрахунках звичайно вважають, що температура пари дорівнює температурі насичення $t_{\Pi} = t_H > t_C$.

В результаті конденсації на поверхні може утворитися або рідка плівка конденсату, або окремі краплі.

Плівкова конденсація можлива, якщо рідина змочує поверхню, краплинна – якщо не змочує. Коефіцієнт тепловіддачі при плівковій конденсації водяної пари при $p = p_{\text{атм}}$ досягає значень $\alpha = 7 \cdot 10^3 - 12 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

При краплинній конденсації водяної пари тепловіддача може бути в багато разів більше, ніж при плівковій, тому що плівка конденсату має великий термічний опір. Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha = 40 \cdot 10^3 - 100 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

Розглянемо теплообмін при плівковій конденсації нерухомої пари біля вертикальної стінки.

На рисунку 2.17 показана схема плівкової конденсації пари на вертикальній поверхні. У верхній частині товщина плівки мала і режим її течії ламінарний.

Кількість стікаючого по поверхні конденсату поступово збільшується внаслідок чого товщина плівки зростає.

На поверхні плівки виникають капілярні хвилі, які зменшують її середню товщину. Перехід від ламінарної течії до турбулентної визначається критерієм Рейнольдса для плівки:

$$\text{Re} = \frac{4w\delta}{\nu},$$

де w – середня швидкість руху плівки рідини у розглянутому перерізі;

δ – товщина плівки.

Як лінійний розмір прийнятий еквівалентний діаметр плівки:

$$d_{\text{ЕКВ}} = \frac{4 \cdot \delta \cdot b}{b} = 4\delta,$$

де b – ширина плівки.

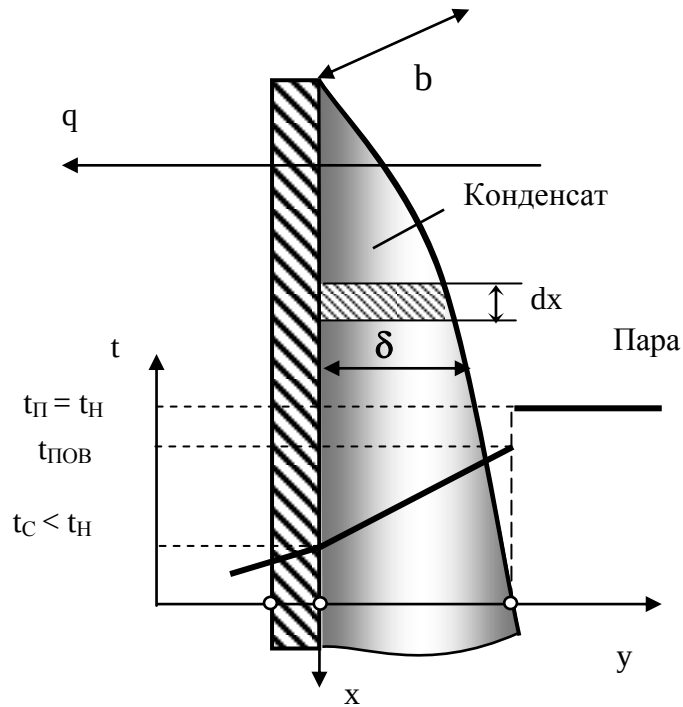


Рис. 2.17. Плівкова конденсація пари на вертикальній поверхні

Кількість конденсату, що протікає в 1-цю часу через поперечний переріз визначається за виразом при ширині плівки $b = 1$ м:

$$G = w \cdot \delta \cdot \rho \cdot b.$$

Різниця маси конденсату у 2-х перерізах дорівнює:

$$dG = d(w \cdot \rho \cdot \delta).$$

Кількість переданої на цій ділянці теплоти:

$$Q = \alpha \cdot \Delta t \cdot dx, \quad \Delta t = t_{\text{Н}} - t_{\text{С}}.$$

Кількість утвореного конденсату залежить від теплоти, яка передається парою поверхні, і визначається за виразом:

$$dG = \frac{dQ}{r},$$

де r – питома теплота пароутворення.

З приведених виразів одержимо:

$$d(w\delta) = \frac{\alpha \Delta t}{r\rho} dx.$$

Проведемо інтегрування від 0 до Н, де Н – повна висота вертикальної стінки (визначальний розмір):

$$w\delta = \frac{\alpha \Delta t H}{\rho r}.$$

Помножимо обидві частини рівняння на $4/\nu$ та отримаємо:

$$\frac{4w\delta}{\nu} = \frac{4\alpha \Delta t H}{\nu \rho r};$$

$$Re = 4 \frac{w\delta}{\nu} = 4 \frac{\alpha \Delta t H}{\rho \nu r} = f(\alpha).$$

Таким чином, число Рейнольдса, крім звичайної ролі гідродинамічного критерію, є ще і безрозмірною характеристикою інтенсивності теплообміну.

У цьому випадку Re стає визначуваним критерієм. Для його знаходження використовують інше число Z:

$$Z = \Delta t \cdot H \cdot A,$$

де А – комплекс, який залежить від теплофізичних властивостей рідини, які розраховуються за температурою насичення:

$$A = \left(\frac{g}{\nu^2} \right)^{1/3} \frac{\lambda}{\rho \nu r}; \quad \left[\frac{1}{\text{м} \cdot \text{К}} \right].$$

Інтенсивність теплообміну при конденсації визначається термічним опором плівки конденсату. На практиці частіше реалізується ламінарно-хвильовий рух, при якому на поверхні утворюються хвилі, що сприяють зменшенню товщини плівки конденсату, збільшенню середнього коефіцієнта тепловіддачі. Кількість конденсату і режим руху плівки залежить від інтенсивності тепловіддачі. Для такого руху рекомендується формула для розрахунку середнього коефіцієнта тепловіддачі.

Якщо $Z < 2300$ – режим ламінарний:

$$Re = 3,8 \cdot Z^{0,78}.$$

При $Z > 2300$ – режим турбулентний:

$$Re = \left[253 + 0,069 \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} \cdot Pr^{0,5} \cdot (Z - 2300) \right]^{4/3},$$

де $Re = \alpha \cdot \Delta t \cdot H \cdot \frac{4}{\rho \nu} = \alpha \cdot \Delta t \cdot H \cdot B$ – число Рейнольдса;

$B = \frac{4}{\rho \nu}$ – комплекс, який залежить від теплофізичних властивостей, які визначаються за t_H , [М/Вт];

$Z = \Delta t \cdot H \cdot \left(\frac{g}{\nu^2} \right)^{1/3} \cdot \frac{\lambda}{\rho \nu}$ – приведена висота вертикальної поверхні;

$\Delta t = t_H - t_C$ – температурний напір.

Комплекси A і B для випадку конденсації водяної пари в залежності від t_H наведені у таблицях.

Послідовність розрахунку:

$$p \rightarrow t_H \rightarrow A, B \rightarrow Z \rightarrow Re \rightarrow \alpha \rightarrow q.$$

При плівковій конденсації сухої насиченої пари на горизонтальних трубах середній по периметру коефіцієнт тепловіддачі можна розрахувати за наведеними формулами. За визначальний розмір замість висоти H вертикальної стінки приймається половина довжини кола труби:

$$l_0 = \pi \cdot R,$$

де R – радіус труби;

$$Re = \alpha \cdot \Delta t \cdot \pi \cdot R \cdot \frac{4}{\rho \nu};$$

$$Z = \Delta t \cdot \pi \cdot R \cdot \left(\frac{g}{\nu^2} \right)^{1/3} \cdot \frac{\lambda}{\rho \nu}.$$

Рідкими теплоносіями у теплообмінниках можуть бути різні речовини: повітря, вода, гази, олія, нафта, спирт та ін. В залежності від фізичних властивостей цих речовин процеси тепловіддачі протікають по-різному.

2.5. Теплообмін випромінюванням

Теплообмін випромінюванням (променевий теплообмін) властивий всім тілам, температура яких не дорівнює абсолютному нулю. Джерелом випроміню-

вання є внутрішня енергія тіла. Теплове випромінювання є результатом перетворення внутрішньої енергії тіла в енергію електромагнітних коливань.

Випромінюванням називається передача енергії електромагнітними коливаннями, мимовільно (спонтанно), які виникають в тілі в результаті руху заряджених мікрочастинок (електрони, протони, іони).

Випромінювання здійснюється в 3 етапи:

- перетворення внутрішньої енергії в енергію електромагнітних хвиль;
- поширення електромагнітних хвиль в просторі;
- поглинання електромагнітних хвиль іншим тілом.

Теплове випромінювання, як процес поширення електромагнітних хвиль, характеризується довжиною хвилі (в метрах) і частотою коливань (в герцах).

При цьому хвилі поширюються зі швидкістю світла $c = 3 \cdot 10^8$ м/с, а частота коливань ν і довжина хвилі λ пов'язані між собою:

$$\nu = c / \lambda.$$

Всі види електромагнітного випромінювання мають однакову природу, тому класифікація випромінювання по довжинах хвиль в залежності від виробленого ними ефекту носить лише умовний характер.

Теплове випромінювання характеризується широким діапазоном довжин хвиль, але основна частина випромінювання відбувається в діапазоні (0,3-100 мкм).

Більшість твердих і рідких тіл випромінюють енергію всіх довжин хвиль в інтервалі від 0 до ∞ , тобто мають суцільний спектр випромінювання.

Гази мають селективний спектр випромінювання (випромінюють енергію тільки у визначеному інтервалі довжин хвиль). Непрозорі тіла випромінюють і поглинають енергію поверхнею, а гази – об'ємом.

Теплове випромінювання суттєво залежить від температури і при високих температурах може виступати як основний спосіб передачі теплоти.

Класифікація електромагнітного випромінювання як функція довжини хвилі наведена в таблиці 2.3.

Основні закони і визначення

Сумарне випромінювання, що проходить через довільну поверхню F в одиницю часу, називається *поток*ом випромінювання Q .

Таблиця 2.3. Діапазони довжин хвиль різних видів випромінювання

№	Вид випромінювання	Діапазон
1	Космічне випромінювання	$0,05 \cdot 10^{-6}$ мкм
2	γ - випромінювання	$(0,5 - 1,0)10^{-6}$ мкм
3	Рентгенівське випромінювання	$10^{-6} - 20 \cdot 10^{-3}$ мкм
4	Ультрафіолетове випромінювання	$20 \cdot 10^{-3} - 0,38$ мкм
5	Видиме випромінювання	$0,38 - 0,76$ мкм
6	Інфрачервоні промені (теплове випромінювання)	$0,8\text{мкм} - 0,8\text{мм}$
7	Радіохвилі	Від 1 до ∞

Потік випромінювання, що проходить через одиницю поверхні, називається *поверхневою густиною потоку випромінювання*:

$$E = \frac{dQ}{dF}, \quad [\text{Вт/м}^2].$$

Густина випромінювання віднесена до одиниці довжини хвилі, називається *інтенсивністю випромінювання* і є характеристикою монохроматичного випромінювання:

$$I = \frac{dE}{d\lambda}, \quad [\text{Вт/м}^3].$$

Інтенсивність випромінювання залежить від властивостей тіла, яке випромінює. Більшість твердих тіл є непрозорими у видимій і інфрачервоній області спектра.

Реальні тіла поглинають не всю падаючу на них енергію. Частково вона поглинається ними, частково відбивається і частково проходить крізь них (рис. 2.18).

Якщо густину падаючого потоку позначити $E_{\text{ПАД}}$, то відношення поглиненої енергії до падаючої, називається *коефіцієнтом поглинання* A .

Відношення відбитої енергії $E_{\text{ВІДБ}}$ до падаючої називається *коефіцієнтом відбиття* R .

Частина променевої енергії, може пройти крізь тіло. Пропускна здатність тіла позначається D і називається *коефіцієнтом пропускання*:

$$A = \frac{E_{\text{ПОГ}}}{E_{\text{ПАД}}}; R = \frac{E_{\text{ВІДБ}}}{E_{\text{ПАД}}}; D = \frac{E_{\text{ПРОП}}}{E_{\text{ПАД}}},$$

де $E_{\text{ПОГ}}$, $E_{\text{ВІДБ}}$, $E_{\text{ПРОП}}$ – відповідно поглинений, відбитий і проникаючий потоки.

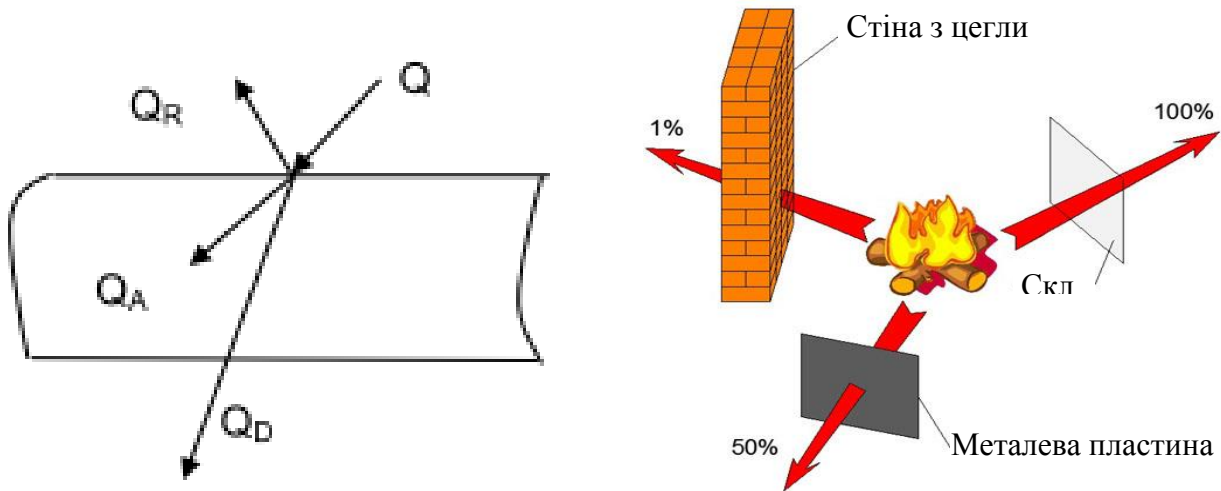


Рис. 2.18. Поглинання тілами променевої енергії

Густина падаючого потоку:

$$E_{\text{ПАД}} = E_{\text{ВІДБ}} + E_{\text{ПОГ}} + E_{\text{ПРОП}},$$

чи:

$$A + R + D = 1.$$

Для непрозорих тіл:

$$A + R = 1, \text{ тому що } D = 0.$$

Якщо тіло поглинає всі падаючі на нього промені, то воно називається *абсолютно чорним (АЧТ)* ($A=1$).

При дифузійному відбитті, коли відбивається промениста енергія розсіювання в усіх напрямках, тіло називається *абсолютно білим* ($R=1$).

Якщо тіло пропускає всі падаючі на нього промені, то тіло називається *прозорим або діатермічним* ($D=1$) – тонкі шари сухого повітря, шари одноатомних газів.

Тіла, у яких $0 < D < 1$, називаються напівпрозорими (скло, кварц).

У природі абсолютно чорних і білих тіл не існує.

Види теплового випромінювання

Випромінювання, що визначається природою даного тіла і його температурою, називається **власним випромінюванням** E_O (рис. 2.19). Це кількість енергії, яка випромінюється одиницею поверхні в одиницю часу для всіх довжин хвиль від $\lambda=0$ до $\lambda=\infty$.

Однак звичайно з боку інших тіл на тіло падає променева енергія в кількості $E_{\text{ПАД}}$.

Частина падаючого випромінювання в кількості $A \cdot E_{\text{ПАД}}$, поглинається тілом, а інша в кількості $(1-A) \cdot E_{\text{ПАД}}$ відбивається:

$$E_{\text{ПОГ}} = A \cdot E_{\text{ПАД}},$$

тоді:

$$E_{\text{ВІДБ}} = (1-A) \cdot E_{\text{ПАД}}.$$

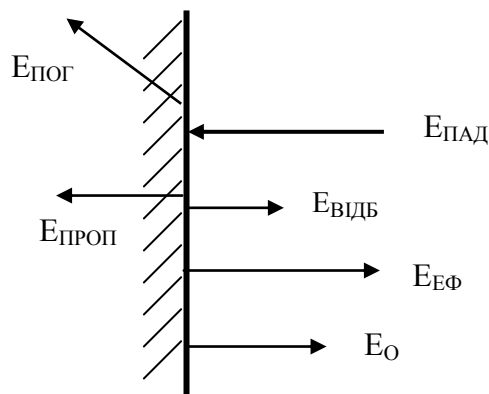


Рис. 2.19. Види теплового випромінювання

Сума енергії власного і відбитого випромінювання складає **ефективне випромінювання тіла**.

Ефективне випромінювання – фактичне випромінювання тіла:

$$E_{\text{ЕФ}} = E_O + E_{\text{ВІДБ}} = E_O + R \cdot E_{\text{ПАД}}.$$

Променевий теплообмін між тілами визначається потоком результуючого випромінювання, яке являє собою різницю між променевими потоками, яке отримує тіло, і яке воно посиляє в оточуюче середовище:

$$E_{\text{РЕЗ}} = E_O - E_{\text{ПОГЛ}}.$$

Для АЧТ $E_{\text{ЕФ}} = E_O$.

Ефективне випромінювання залежить не тільки від фізичних властивостей і температури даного тіла, але і від фізичних властивостей, температури і спектра випромінювання навколишніх тіл, форми, розмірів і відносного розташування тіл у просторі. Внаслідок цього фізичні властивості ефективного і власного випромінювання неоднакові, і спектри їхнього випромінювання різні.

Основні закони випромінювання

Закон Віна

Добуток довжини хвилі λ_{MAX} , яка відповідає максимальному власному випромінюванню тіла (рис. 2.20), на його абсолютну температуру T є постійною величиною:

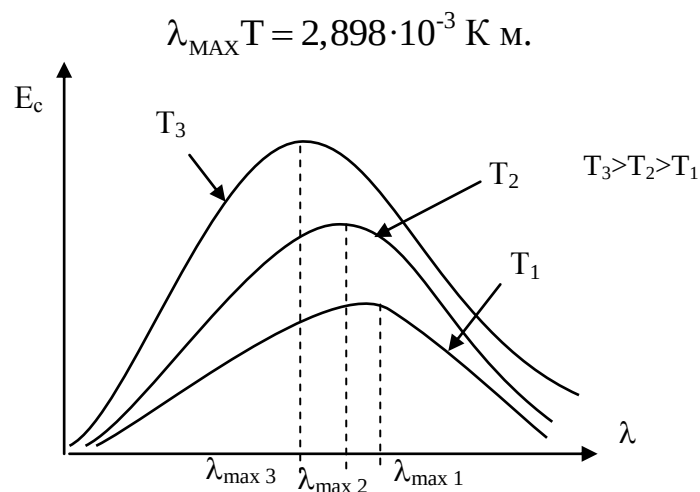


Рис. 2.20. Залежність випромінювання від довжин хвиль (до закону Віна)

Зі збільшенням температури тіла, яке випромінює, максимум випромінювання переміщується в область більш коротких довжин хвиль.

Закон Стефана-Больцмана

Власне випромінювання абсолютно чорного тіла (рис. 2.21) пропорційне четвертому ступеню абсолютної температури, тобто:

$$E_o = \sigma T^4,$$

де $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/м}^2 \text{ К}^4$ – постійна Стефана-Больцмана.

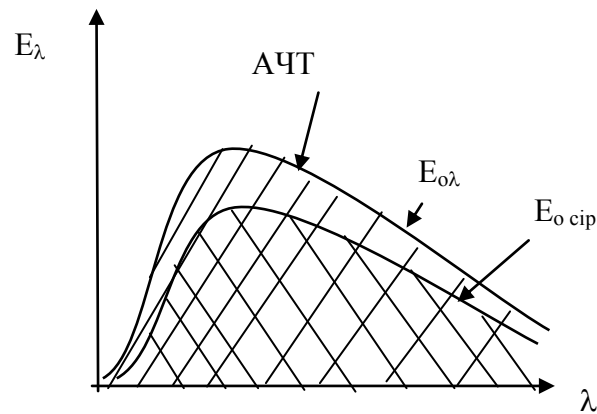


Рис. 2.21. Залежність випромінювання від довжин хвиль
(до закону Стефана-Больцмана)

Для технічних розрахунків застосовується залежність:

$$E_o = C_o \left(\frac{T}{100} \right)^4,$$

де $C_o = \sigma_0 \cdot 10^8$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

Цей закон справедливий для АЧТ, але його можна застосовувати і до сірих тіл, тобто до тіл, які випромінюють також на всіх довжинах хвиль, але слабше.

Ступенем чорноти тіла називається відношення випромінювання даного тіла до випромінювання абсолютно чорного тіла при тій самій температурі:

$$\varepsilon = \frac{E}{E_o}.$$

ε залежить від фізичних властивостей тіла.

Ступінь чорноти сірих тіл завжди $\varepsilon < 1$.

Більшість реальних твердих тіл з визначеним ступенем точності можна вважати сірими тілами, а їх випромінювання – сірим випромінюванням.

Значення ε важливих матеріалів наведені в таблицях.

Енергія випромінювання сірого тіла дорівнює:

$$E = \varepsilon E_o = \varepsilon C_o \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4,$$

де C – коефіцієнт випромінювання, його значення визначається природою тіла, його станом ($0 < C < C_o$).

Закон Кірхгофа

1. При термодинамічній рівновазі відношення випромінювальної здатності до поглинальної для всіх тіл однаково і дорівнює випромінювальній здатності абсолютно чорного тіла при тій же температурі:

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = \frac{E_0}{A_0} = E_0 = f(T).$$

Враховуючи, що енергію випромінювання кожного тіла E можна представити через ступінь чорноти отримаємо:

$$\frac{E_0 \varepsilon_1}{A_1} = \frac{E_0 \varepsilon_2}{A_2} = \dots = E_0 \Rightarrow \frac{\varepsilon_1}{A_1} = \frac{\varepsilon_2}{A_2} = \dots = 1; \Rightarrow \varepsilon_1 = A_1; \varepsilon_2 = A_2,$$
$$\varepsilon = \frac{E}{E_0} \Rightarrow E = E_0 \varepsilon.$$

2. При термодинамічній рівновазі поглинальна здатність і ступінь чорноти тіла чисельно рівні між собою.

Висновки:

1. Випромінювальна здатність реальних тіл завжди менше випромінювальної здатності АЧТ при тій же температурі; при будь-якій температурі випромінювання АЧТ завжди максимальне.

2. Випромінювальна здатність тіл тим більше, чим більше їх поглинальна здатність. Випромінювальна здатність АБТ дорівнює нулю.

Закон Планка

Закон зміни спектрального випромінювання або розподіл енергії випромінювання від довжини хвилі для АЧТ описується законом Планка:

$$I_\lambda = \frac{C_1}{\lambda^5 \left(e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1 \right)},$$

де $C_1 = 3,74 \cdot 10^{-16} \text{ Вт/м}^2$; $C_2 = 1,67 \cdot 10^{-2} \text{ м К}$ – постійні.

T – температура тіла, яке випромінює.

Теплообмін випромінюванням між твердими тілами розділеними прозорим середовищем

Розглянемо випадок теплообміну випромінюванням між двома паралельними пластинами (сірими тілами) розділеними прозорим середовищем (рис. 2.22). Площі поверхні пластин досить великі в порівнянні з відстанню між ними. Температури пластин T_1 і T_2 , причому $T_1 > T_2$, коефіцієнти поглинання A_1 і A_2 , власні випромінювальні здатності E_1 і E_2 .

Перша пластина випромінює на другу променеву енергію. Друга пластина частину цієї енергії поглинає, а частину відбиває назад на першу, де знову перша пластина частину поглинає і частину випромінює назад на другу і так далі.

Сумарний променевий потік першої пластини, що складається з власного випромінювання E_1 і відбитого випромінювання другої пластини $(1-A_1)E_{2\text{еф}}$ знаходимо з рівняння:

$$E_{1\text{еф}} = E_1 + (1-A_1)E_{2\text{еф}}.$$

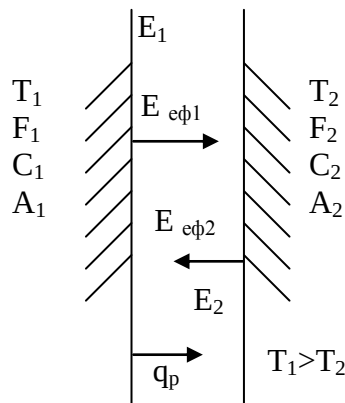


Рис. 2.22. Теплообмін випромінюванням між твердими тілами розділеними прозорим середовищем

Аналогічно сумарне випромінювання другої пластини:

$$E_{2\text{еф}} = E_2 + (1-A_2)E_{1\text{еф}}.$$

Променевий тепловий потік, який отримує друга пластина:

$$q = E_{1\text{еф}} - E_{2\text{еф}}.$$

У результаті розв'язку 3-х останніх рівнянь одержуємо:

$$q = \frac{E_1 A_2 - E_2 A_1}{A_1 + A_2 - A_1 A_2}.$$

Для сірих тіл $A_1 = \varepsilon_1$; $A_2 = \varepsilon_2$ має місце не лише при термодинамічній рівновазі (закон Кірхгофа), а і в умовах променевого теплообміну при $T_1 \neq T_2$.

Тому, якщо врахувати, що:

$$E_1 = \varepsilon_1 C_0 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4, \quad \text{а} \quad E_2 = \varepsilon_2 C_0 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4,$$

тоді:

$$q = \frac{\varepsilon_1 C_0 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \varepsilon_2 - \varepsilon_2 C_0 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \varepsilon_1}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_1 \varepsilon_2} = \frac{C_0 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - C_0 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4}{\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_1 \varepsilon_2} + \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1 \varepsilon_2} - \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2}{\varepsilon_1 \varepsilon_2}} =$$

$$= \frac{C_0 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - C_0 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4}{\frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{1}{\varepsilon_1} - 1},$$

або:

$$q = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right],$$

де $\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$ – приведений ступінь чорноти системи тіл.

Таким чином, для зниження променевих теплових потоків необхідно знижувати ступінь чорноти поверхні (полірувати і наносити дзеркальне покриття).

Теплообмін між тілами з екраном

У різних галузях техніки досить часто зустрічаються випадки, коли необхідно знизити передачу теплоти випромінюванням. Наприклад, потрібно відгородити робітників від дії теплових променів у цехах, де є поверхні з високими температурами. В інших випадках необхідно відгородити дерев'яні частини будинків від променевої енергії з метою запобігання займання. Для зменшення передачі теплоти випромінюванням встановлюють екрани. Звичайно екран являє собою тонкий металевий лист з великою відбивною здатністю і теплопровідністю. Температури обох поверхонь екрана можна вважати однаковими.

Розглянемо дію екрана між двома плоскими безмежними паралельними поверхнями, причому передачею теплоти конвекцією будемо зневажати (рис. 2.23). Температури поверхонь стінок T_1 і T_2 підтримуються постійними ($T_1 > T_2$).

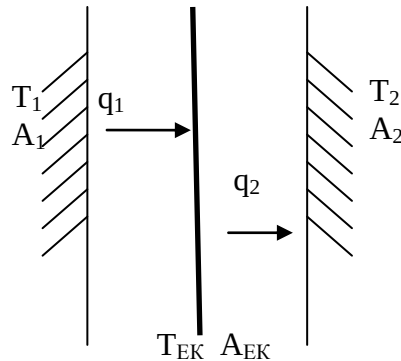


Рис. 2.23. Теплообмін між тілами з екраном

Приймаємо, що коефіцієнти випромінювання стінок і екрана рівні між собою. Тоді приведений коефіцієнт випромінювання між поверхнями без екрана, між першою поверхнею і екраном, екраном і другою поверхнею рівні між собою, тобто:

$$A_{1ЕК} = A_{ЕК2} = A_{12}, \quad \text{та} \quad \varepsilon_{1ЕК} = \varepsilon_{ЕК2} = \varepsilon_{12}.$$

Тепловий потік, переданий від першої поверхні до другої (без екрана) дорівнює:

$$q_0 = \varepsilon_{\text{пр}} C_o \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

Тепловий потік, переданий від першої поверхні до екрана, знаходиться за рівнянням:

$$q_1 = \varepsilon_{\text{пр}} C_o \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{ЕК}}{100} \right)^4 \right],$$

від екрана до другої поверхні за рівнянням:

$$q_2 = \varepsilon_{\text{пр}} C_o \left[\left(\frac{T_{ЕК}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

При сталому тепловому режимі $q_1 = q_2$, тому:

$$\varepsilon_{\text{ПР}} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ЕК}}}{100} \right)^4 \right] = \varepsilon_{\text{ПР}} C_0 \left[\left(\frac{T_{\text{ЕК}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

Звідки:

$$\left(\frac{T_{\text{ЕК}}}{100} \right)^4 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

Підставляючи значення $T_{\text{ЕК}}$ у вище наведені рівняння, отримаємо:

$$q_{(1-2)\text{ЕК}} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \varepsilon_{\text{ПР}} C_0,$$

$$q_{(1-2)\text{ЕК}} = \frac{1}{2} q_0, \quad (\text{при } A_1 = A_2).$$

При наявності екрана того ж ступеня чорноти, що й у поверхні, одержимо зниження теплового потоку в 2 рази. При наявності n екранів:

$$q_{(1-2)\text{ЕК}} = \frac{1}{n+1} q_0.$$

Густина потоку результуючого випромінювання зменшується в $(n+1)$ разів.

Значний ефект зменшення теплообміну випромінюванням виходить при застосуванні екрана з полірованого металу.

Особливості випромінювання газів

Гази мають здатність випромінювати і поглинати енергію. Для різних газів ця здатність різна. На відміну від твердих тіл газы випромінюють енергію лише у визначених інтервалах довжин хвиль $\Delta\lambda$, які називаються смугою спектру. Для променів інших довжин хвиль поза цими смугами газы прозорі, і їх енергія випромінювання дорівнює нулю. Значною здатністю випромінювати і поглинати променеву енергію володіють багатоатомні газы: діоксид вуглецю CO_2 ; водяна пара H_2O ; сірчистий ангідрид SO_2 ; аміак NH_3 , CO_2 і H_2O , які входять до складу продуктів згоряння різних палив.

Дослідні дані показують, що випромінювання газів не відповідає залежності в четвертому ступені термодинамічної температури. Проте для практичних розрахунків користуються цим законом, вводячи відповідну поправку в значення ступеня чорноти газу:

$$E_{\Gamma} = \varepsilon_{\Gamma} c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4,$$

де E_{Γ} – густина потоку, яка визначає випромінювання, що проходить через одиничну поверхню з оточуючої її газової півсфери. В цьому випадку довжина шляху променю l в усіх напрямках однакова і дорівнює радіусу сфери.

ε_{Γ} – ступінь чорноти газового шару, який залежить від температури, тиску і товщини шару газу. Приблизне значення середньої довжини шляху променю визначається за співвідношенням:

$$l = 0,9 \frac{4V}{F},$$

де V – об'єм газу; F – поверхня оболонки, що оточує газ.

Значення ε_{Γ} для H_2O і CO_2 наведені в літературі у вигляді номограм зручних для практичних розрахунків.

Для суміші:

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O},$$

де $\beta = f(p_{H_2O})$.

Контрольні запитання

1. Які способи передачі теплоти ви знаєте?
2. Що таке стаціонарне і нестаціонарне температурне поле?
3. Що таке ізотермічна поверхня і градієнт температури?
4. Записати диференціальне рівняння теплопровідності і граничні умови.
5. Записати формулу для визначення густини теплового потоку крізь плоску багатшарову стінку при ГУ I роду.
6. Чому дорівнює лінійна густина теплового потоку для циліндричної стінки при ГУ I роду?
7. Що називається конвективним теплообміном?
8. Які види конвекції ви знаєте?
9. Навести рівняння закону Ньютона-Ріхмана. Що характеризує коефіцієнт тепловіддачі і від чого він залежить?

10. Які фізичні явища вважаються подібними?
11. Яка різниця між визначальними і визначуваними критеріями?
12. Що таке визначальна температура і визначальний розмір?
13. Чому дорівнює критерій Прандтля та його фізичний зміст?
14. Чому дорівнює критерій Грасгофа та його фізичний зміст?
15. Чому дорівнює критерій Рейнольдса та його фізичний зміст?
16. Чому дорівнює критерій Нуссельта та його фізичний зміст?
17. Записати формулу для визначення густини теплового потоку крізь плоску багатопшарову стінку при ГУ III роду.
18. Чому дорівнює лінійна густина теплового потоку для циліндричної стінки при ГУ III роду?
19. Що враховує $\lambda_{\text{ЕФ}}$ при вільній конвекції в обмеженому просторі?
20. Яка умова повинна виконуватись для ефективної роботи ізоляції ?
21. Які рівняння використовуються в інженерних розрахунках для визначення коефіцієнта тепловіддачі при бульбашковому кипінні?
22. Поясніть механізм переносу теплоти випромінюванням.
23. Запишіть рівняння закону Стефана-Больцмана для абсолютно чорних і сірих тіл. Запишіть вираз закону Кірхгофа.

3. КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ

3.1. Паливо

Енергетичним паливом називаються хімічні сполуки, що в результаті горіння виділяють теплоту, яку економічно доцільно використовувати для промислових та побутових потреб [3-4, 6].

Палива можуть бути природні і штучні, причому природні поділяються на органічні і неорганічні (наприклад, ядерне паливо). В органічному паливі теплота виділяється внаслідок реакцій з'єднання горючих складових з окислювачем – з киснем повітря, в ядерному паливі – внаслідок реакцій розпаду атомних ядер деяких ізотопів важких елементів (урану ^{235}U та ^{233}U і плутонію ^{239}Pu).

Органічне паливо горить, ядерне - розщеплюється.

Викопне природне паливо є продуктом біологічних та хімічних перетворень речовин рослин та мікроорганізмів, що існували мільйони років тому. Воно нагромаджене в надрах Землі.

Штучне органічне паливо створено людиною відповідною переробкою природних сполук. Воно поділяється на композиційне і синтетичне.

Композиційне паливо – механічна суміш горючих речовин (наприклад, пропан-бутан).

Синтетичне паливо – продукт термохімічної переробки горючих речовин, внаслідок якої вони набувають нових властивостей, що задовольняють споживача більшою мірою. До синтетичного палива належать: продукти переробки нафти, рідке паливо вироблене з вугілля, етанол з рослинності, тощо.

Світильний газ – суміш пальних газів (метану, оксиду вуглецю, водню та ін.), що утворюється при термічній переробці кам'яного вугілля або піролізі важких фракцій нафти.

Генераторний газ – газоподібне паливо, яке одержують при газифікації вугілля, торфу в газогенераторах.

Газифікація – перетворення твердого чи рідкого палива в горючі гази шляхом окислення його повітрям, киснем, водяною парою.

За агрегатним станом паливо буває тверде, рідке і газоподібне (табл. 3.1).

Таблиця 3.1. Види палива

Агрегатний стан	Походження	
	Природне	Штучне
Тверде	Дрова, торф, буре вугілля, кам'яне вугілля, антрацит, горючі сланці, відходи сільського виробництва	Деревне вугілля, напівкокс, кокс, термоантрацит, торфові брикети та ін.
Рідке	Нафта	Мазут, солярове масло, дизельне і моторне паливо, бензин, гас, бензол, спирт. Продукти переробки твердого палива. Синтетичне паливо.
Газоподібне	Гази: природний, попутний	Гази доменний, коксовий, світильний, генераторний та ін. Пропан-бутанова суміш. Біогаз.

Тверде і рідке органічне паливо (табл. 3.2) складається з хімічних сполук вуглецю С, водню Н, сірки S, кисню О, азоту N, води W і негорючих твердих (мінеральних) домішок, що утворюють золу А (рис. 3.1).

Горючі елементи – С, Н, S.

Волога і зола складають **зовнішній баласт** палива, а кисень і азот – **внутрішній баласт**.

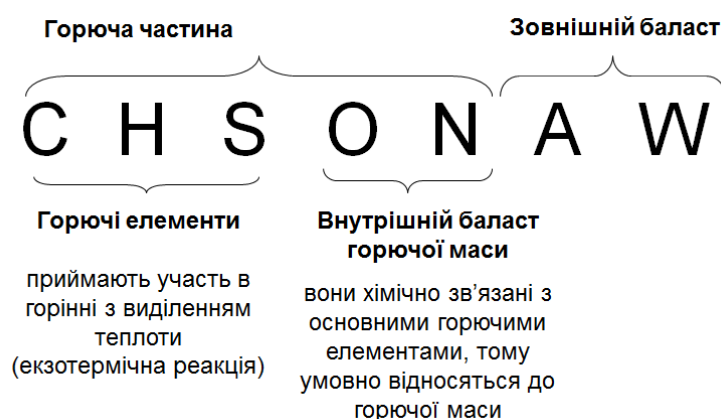


Рис. 3.1. Склад твердого та рідкого палив

Градація палива за «віком» наступна: торф, буре вугілля, кам'яне вугілля, антрацит.

Природний газ є сумішшю горючих (насичені C_nH_{2n+2} та ненасичені C_nH_{2n} вуглеводні, H_2 , CO та H_2S) та негорючих газів (N_2 , CO_2 , O_2). Складається переважно з метану $CH_4=85-98\%$.

Таблиця 3.2. Склад палива

Паливо	C, %	H, %	O, %	N, %	S, %	Q_H^P , МДж/кг
	% за масою.					
Тверде паливо						
Дрова	50	5-6	40-44	0,5		10
Торф	56-60	6	33-38	1,5-2	0,5	8-11
Буре вугілля	64-77	4-6	15-25	1	0,5-7,5	11-16
Кам'яне вугілля	75-90	4,5-6	4-15	0,5-1,5	2-3	>24
Антрацит	94-97	2-4	2-4	1	0,5-2	26-30
Рідке паливо						
Мазут	86-88	10-45	1-2		до 3	39-40
Газоподібне паливо						Q_H^P , МДж/м ³
	% в об'ємних частках					
Природний газ	CH ₄ =85-98%, C _n H _{2n+2} , C _n H _{2n} , N, CO та інші..					36
Доменний газ	CO ₂ =10,2; CO=28,3; N ₂ =58,5 та інші.					4,1
Коксовий газ	H ₂ =57,5; CH ₄ =22,5; N ₂ =7,8 та інші.					15
Водень	H ₂					121

Розрахунки по спалюванню палива виконують на підставі його елементарного складу і технічного аналізу.

Елементарний склад палива буває: органічний, сухий, робочий та горючий (табл. 3.3). Розрахунки парогенераторів проводять за робочою масою палива. Перерахування складу з однієї маси на іншу проводиться за допомогою множників (табл. 3.4).

Таблиця 3.3. Паливні маси

Позначення	C	H	O	N	S		A	W
					S _{op} +S _c	S _к		
Органічна	C ^o + H ^o + O ^o + N ^o + S ^o =100%							
Горюча	C ^r + H ^r + O ^r + N ^r + S ^r =100%							
Суха	C ^c + H ^c + O ^c + N ^c + S ^c + A ^c =100%							
Робоча	C ^p + H ^p + O ^p + N ^p + S ^p + A ^p + W ^p =100%							

Таблиця 3.4. Коефіцієнти для перерахунку мас палива

Задана маса	Маса, яку шукаємо			
	органічна	горюча	суха	робоча
Органічна	1	$\frac{100-S_{\text{Л}}^{\text{Г}}}{100}$	$\frac{100-(S_{\text{Л}}^{\text{Г}}+A^{\text{С}})}{100}$	$\frac{100-(S_{\text{Л}}^{\text{Г}}+A^{\text{П}}+W^{\text{П}})}{100}$
Горюча	$\frac{100}{100-S_{\text{Л}}^{\text{Г}}}$	1	$\frac{100-A^{\text{С}}}{100}$	$\frac{100-(A^{\text{П}}+W^{\text{П}})}{100}$
Суха	$\frac{100}{100-(S_{\text{Л}}^{\text{Г}}+A^{\text{С}})}$	$\frac{100}{100-A^{\text{С}}}$	1	$\frac{100-W^{\text{П}}}{100}$
Робоча	$\frac{100}{100-(S_{\text{Л}}^{\text{Г}}+A^{\text{П}}+W^{\text{П}})}$	$\frac{100}{100-(A^{\text{П}}+W^{\text{П}})}$	$\frac{100}{100-W^{\text{П}}}$	1

Теплотехнічні характеристики палива

Вуглець (С) головна складова горючої частини палива. Великий вміст С в паливі обумовлює важку його займистість і коротке горіння, без помітного для ока полум'я.

Водень (Н) важлива горюча складова палива. Вміст Н зменшується з віком палива. Наявність значної кількості Н в паливі обумовлює виділення при горінні смолистих сполучень, які дають розтягнуте полум'я, що коптить.

Сірка (S) палива, розділяється на органічну – $S_{\text{ОР}}$, колчеданну – $S_{\text{К}}$ і сульфатну $S_{\text{С}}$, тобто:

$$S = S_{\text{ОР}} + S_{\text{К}} + S_{\text{С}}.$$

Сірка органічна і колчеданна при згорянні палива окислюється до SO_2 і SO_3 та утворюють горючу чи летючу сірку:

$$S_{\text{ОР}} + S_{\text{К}} = S_{\text{Л}}.$$

Сульфатна сірка не бере участі в горінні і переходить до складу золи. Сірка відноситься до шкідливих домішок палива. Продукти згорання SO_2 і SO_3 викликають корозію металевих поверхонь нагрівання КА й іншої апаратури, крім того забруднюють навколишнє середовище.

Кисень (О) відноситься до негорючої маси палива. Він знаходиться в хімічній сполуці з деякими горючими компонентами палива, (наприклад, з **Н**) тому присутність його зменшує горючу масу палива, тобто паливо частково знецінюється.

Азот (N) не бере участь у горінні і є інертною частиною палива.

Технічні характеристики палива

Технічними характеристиками палива є: зольність A , вологість W і вихід летких речовин V^T , які впливають на конструкцію котла і допоміжного устаткування та організацію його експлуатації.

Зольність

Викопне тверде паливо містить основні мінеральні домішки:

- силікати (глинозем $Al_2SiO_3 \cdot 2H_2O$, вільний кремнезем SiO_2);
- сульфід (переважно залізний колчедан FeS_2);
- сульфати ($CaSO_4$, $MgSO_4$);
- карбонати ($CaCO_3$, $MgCO_3$, $FeCO_3$);
- закиси і окиси металів, фосфати, хлориди, силікати заліза і лужноземельних металів.

При спалюванні палива його мінеральні домішки зазнають ряд перетворень, у процесі яких утворюється зола. Утворена зола являє собою суміш мінералів, що знаходяться у вільному стані чи зв'язаному з паливом. Зола, розплавлена при високій температурі в топковій камері, утворює **шлак** – твердий розчин мінералів.

Летюча зола – пилоподібні фракції, що виносяться продуктами згоряння з топки і осаджуються в газоходах на трубках котла, економайзера, повітрянагрівача, що знижує теплопередачу від топкових газів до води, зменшує ККД і збільшує витрату палива. Для очищення від золи використовують обдування в парових та дробоочищення у водогрійних та парових котлах.

Волога

Волога в паливі не бажана, оскільки через неї:

- зменшується частка горючих елементів (теплова цінність вихідного палива);
- знижується тепловий ефект горіння (зменшується температурний режим в топці);
- збільшуються втрати теплоти з відхідними газами за рахунок теплоти згоряння палива, яка витрачається на випарювання вологи з палива;

- збільшуються витрати відхідних газів, що веде до перевитрати електроенергії для їх видалення;
- у зимовий час значна вологість викликає змерзання палива, що веде до різкого зниження подачі палива, а отже до аварійного скидання навантаження.

Розрізняють вологу зовнішню і внутрішню. До зовнішньої відноситься волога, що потрапляє в паливо при його видобутку, збереженні, транспортуванні, а також капілярна, яка заповнює численні пори вугілля і торфу. Ця волога може бути порівняно легко вилучена висушуванням. Внутрішня вологість палива залежить від його структури і зв'язана з органічними речовинами палива і його мінеральними домішками.

Леткі речовини і кокс

З твердого палива нагрітого до температури від 600 до 800 °С без доступу окислювача виділяються газоподібні речовини, які називаються **леткими $V^Г$** . Хімічний склад летких залежить від умов процесу нагрівання палива та визначається у відсотках від горючої маси палива. У торфі $V^Г = 30-50 \%$, у бурому вугіллі – 40-60 %, у кам'яному вугіллі – 5-25 %, а у антрацитів 3-5 %. Чим більше $V^Г$, тим нижче температура займання палива і тим глибше воно вигорає.

Твердий залишок, одержаний після видалення летких речовин, називається **коксом**, який може бути:

- спечений (твердий, сплавлений);
- слабо спечений (руйнується при натисненні або ударі);
- порошкоподібний (розсипається після нагрівання).

В залежності від виходу летких та характеристик коксу кам'яне вугілля підрозділяється: Д – довгополумєневе, Г – газове; ГЖ – газове масне («жирний»); Ж – масне; КЖ – коксове масне; К – коксове; К₂ – коксове друге; ОС – спіснене («отощенный») спікливе («спекающийся»); СС – слабоспікливе («слабоспекающийся»); Т – пісне («тощий»).

Від розмірів кусків: крупний – К (50-100 мм); горіх – МО (25-50 мм); дрібний (мелкий) – М (13-25 мм); сім'ячко (семечко) – С (6-13 мм); штиб – Ш (< 6мм); рядовий – Р (паливо не сортоване).

Теплота згоряння палива

Енергетичною характеристикою палива є його теплота згоряння. Її можна визначити аналітично за складом палива чи експериментально.

1. **Аналітичний метод** - використовується емпірична формула Д.І. Менделєєва.
2. **Експериментальний метод** – визначається шляхом спалювання навіски палива в калориметричній бомбі.

Розрізняють вищу робочу теплоту згоряння палива Q^P_B і нижчу – Q^P_H .

Вищою Q^P_B теплотою згоряння палива, називається кількість теплоти, що виділяється при повному згорянні 1 кг твердого чи рідкого палива, або 1 м³ газоподібного палива, за умови, що водяна пара, яка утворюється при згорянні, конденсується і виділяється її теплота конденсації.

У реальному котельному агрегаті продукти згоряння, що викидаються в атмосферу, не охолоджуються до температури конденсації водяної пари, тому для розрахунків використовують Q^P_H .

Різниця між Q^P_B та Q^P_H дорівнює теплоті, яка виділяється при конденсації водяної пари:

$$Q^P_B = Q^P_H + 0,025 \cdot M_{H_2O},$$

де $M_{H_2O} = M_W + M_{H_2}$.

Джерелом надходження вологи в продукти згоряння є: зовнішня волога M_W та волога, яка виділяється при згорянні водню M_{H_2} .

Для розрахунків Q^P_H твердого і рідкого палива можна використовувати формулу Менделєєва, в основу якої покладені стехіометричні співвідношення реакцій горіння з урахуванням теплоти згорання окремих складових палива, МДж/кг:

$$Q^P_H = 0,338C^P + 1,025H^P - 0,1085(O^P - S^P_L) - 0,025W^P,$$

Вищу теплоту згорання палива Q^P_B на робочу масу розраховують за формулою:

$$Q^P_B = Q^P_H + 0,225H^P + 0,025W^P = 0,338C^P + 1,25H^P - 0,1085(O^P - S^P_L).$$

Теплота згоряння палива залежить від виду палива і коливається в широкому діапазоні (табл. 3.2).

Для порівняння між собою різних видів палива користуються поняттям «умовного палива», питома теплота згоряння якого прийнята рівною $Q_{\text{ум}} = 29,3 \text{ МДж/кг}$ (7000 ккал/кг). Для перерахування на умовне паливо витрата даного палива повинна бути помножена на тепловий еквівалент палива E :

$$E = \frac{Q_H^P}{Q_{\text{ум}}} = \frac{Q_H^P}{29,33}.$$

Тоді:

$$B_{\text{ум}} = B \cdot E = B \frac{Q_H^P}{29,33},$$

де $B_{\text{ум}}$, B – витрата умовного та даного палива.

3.2. Особливості спалювання органічного палива

Горіння являє собою хімічний процес з'єднання окислювача з горючими елементами палива, що супроводжується інтенсивним виділенням теплоти і значним підвищенням температури.

Кожен процес горіння вимагає:

- 1) достатнього часу для завершення хімічних реакцій;
- 2) достатньої температури для нагрівання палива до послідовних стадій розкладання і до загоряння вуглецю і водню;
- 3) достатньої турбулентності для змішування кисню і горючих елементів і забезпечення повного згоряння.

При горінні палива протікають наступні основні реакції:

1. *Вуглець до діоксиду вуглецю:* $\text{C} + \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 31 \text{ МДж/кг C.}$
2. *Вуглець до оксиду вуглецю:* $2\text{C} + \text{O}_2 \rightarrow 2\text{CO} + 9,92 \text{ МДж/кг C.}$
3. *Оксид вуглецю до діоксиду вуглецю:* $2\text{CO} + \text{O}_2 \rightarrow 2\text{CO}_2 + 10,14 \text{ МДж/кг CO.}$
4. *Водень до водяної пари:* $2\text{H}_2 + \text{O}_2 \rightarrow 2\text{H}_2\text{O} + 120 \text{ МДж/кг.}$
5. *Сірка до діоксиду сірки:* $\text{S} + \text{O}_2 \rightarrow \text{SO}_2 + 9,3 \text{ МДж/кг.}$

Розрізняють повне горіння, при якому відбуваються реакції повного окислення горючих компонентів палива, і неповне горіння (рівняння 2), коли ці реакції не завершені.

При ідеальному змішуванні теоретична кількість повітря – це така кількість при якій паливо і окислювач реагують без залишку. Це так звана стехіометрична кількість. В цьому випадку продукти згоряння вже не будуть здатні приєднувати атоми окислювача. Тобто відбувається повне згоряння, однак змішування ніколи не буває ідеальним і для повного згоряння потрібне надлишкове повітря.

Відношення дійсної кількості повітря V_d , що витрачається для спалювання палива, до теоретично необхідного V^0 називається коефіцієнтом надлишку повітря:

$$\alpha_T = \frac{V_d}{V^0}.$$

Коефіцієнт надлишку повітря вибирається в залежності від виду палива, способу його спалювання, конструкції топки й інших факторів: $\alpha_T = 1,05-1,5$.

α_T – величина, яка розраховується, регулюється і контролюється.

В залежності від характеру фізико-хімічних явищ, що протікають при горінні палива, розрізняють гомогенне і гетерогенне горіння.

При гомогенному горінні паливо й окислювач знаходяться в одному агрегатному стані (газ-повітря); при гетерогенному горінні паливо й окислювач знаходяться в різних агрегатних станах (горіння коксу в потоці повітря, мазут - повітря).

Об'єми і ентальпії повітря і продуктів згоряння визначаються на 1 кг твердого, рідкого або на 1 м³ сухого газоподібного палива за нормальних умов відповідно до таблиці 3.5.

При повному згоранні палива газоподібні продукти згорання містять CO₂, SO₂, N₂, O₂, H₂O, тобто:

$$CO_2 + SO_2 + N_2 + O_2 + H_2O = 100\%.$$

Таблиця 3.5. Формули для розрахунку продуктів згорання палива

Позначення	Тверде та рідке паливо	Газоподібне паливо
Теоретична об'ємна витрата повітря при повному спалюванні палива, $\alpha = 1$:		
V^0	$\text{м}^3/\text{кг}$	$\text{м}^3/\text{м}^3$
	$0,0889\left(C^{\text{P}}+0,375 \cdot S_{\text{Л}}^{\text{P}}\right)+0,265 \cdot \text{H}^{\text{P}}-0,0333 \cdot \text{O}^{\text{P}}$	$0,0478\left[0,5 \text{H}_2+0,5 \text{CO}+1,5 \text{H}_2 \text{S}+\sum\left(m+\frac{n}{4}\right) \text{C}_m \text{H}_n-\text{O}_2\right]$
Об'єм продуктів згорання, що утворюються при спалюванні палива		
V_{Γ}	$V_{\Gamma}=V_{\text{C.Г.}}+V_{\text{H}_2 \text{O}}$	
Об'єм сухих газів		
$V_{\text{C.Г.}}$	$V_{\text{RO}_2}+V_{\text{R}_2}$	
$\alpha=1$ (стехіометричне згорання)		
Триатомні газы		
$V_{\text{RO}_2}=V_{\text{CO}_2}+V_{\text{SO}_2}$	$0,01866\left(C^{\text{P}}+0,375 \cdot S_{\text{Л}}^{\text{P}}\right)$	$0,01\left(\text{CO}_2+\text{CO}+\text{H}_2 \text{S}+\sum m \text{C}_m \text{H}_n\right)$
Двоатомні газы		
$V_{\text{R}_2}^0=V_{\text{N}_2}^0$	$0,79 \cdot V^0+0,008 \cdot \text{N}^{\text{P}}$	$0,79 \cdot V^0+0,01 \cdot \text{N}_2$
Водяна пара		
$V_{\text{H}_2 \text{O}}^0=V_{\text{H}_2 \text{O}}^{\text{H}_2}+V_{\text{H}_2 \text{O}}^{\text{W}}+V_{\text{H}_2 \text{O}}^{\text{ПОВ}}$	$0,0124\left(9 \text{H}^{\text{P}}+W^{\text{P}}\right)+0,0161 \cdot V^0$	$0,01\left(\text{H}_2+\text{H}_2 \text{S}+0,124 d+\sum \frac{n}{2} \text{C}_m \text{H}_n\right)+0,0161 V^0$, де $d=10 \cdot 10^{-3} \text{ кг} / \text{м}^3$ – вологовміст газоподібного палива
Об'єм сухих газів при $\alpha_{\Gamma}=1$		
$V_{\text{C.Г.}}^0$	$V_{\text{RO}_2}+V_{\text{R}_2}^0$	

Продовження таблиці 3.5

Об'єм сухих газів при $\alpha > 1$		
$V_{\text{C.Г.}}$	$V_{\text{C.Г.}}^0 + (\alpha - 1)V^0$	
Водяна пара		
$V_{\text{H}_2\text{O}}$	$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161(\alpha - 1)V^0$	
Надлишковий кисень		
V_{O_2}	$0,21(\alpha - 1)V^0$	
Азот		
V_{N_2}	$0,79 \cdot \alpha \cdot V^0 + 0,008 \cdot N^P$	$0,79 \cdot \alpha \cdot V^0 + N_2 / 100$
Двоатомні гази		
$V_{\text{R}_2} = V_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2}$	$(\alpha - 0,21) \cdot V^0 + 0,008 \cdot N^P$	$(\alpha - 0,21) \cdot V^0 + 0,01 \cdot N_2$
Ентальпія продуктів згорання		
H_{Γ}	кДж/кг	кДж/м ³
	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)H_{\text{ПОВ}}^0 + H_3; \quad H_{\Gamma}^0 = V_{\text{RO}_2}(c\vartheta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0(c\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$ $H_{\text{ПОВ}}^0 = V^0(c\vartheta)_{\text{ПОВ}} \quad H_3 = \frac{A^P a_{\text{yH}}}{100}(c\vartheta)_3 \quad (c\vartheta) - \left[\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \right] - \text{ентальпія газів}$	
Теплота згорання		
Q_{H}^P	МДж/кг	МДж/м ³
	$Q_{\text{H}}^P = 0,338C^P + 1,025H^P - 0,1085(O^P - S_{\text{л}}^P) - 0,025W^P$	$Q_{\text{H}}^P = 0,3581CH_4 + 0,6374C_2H_6 + 1,135C_3H_8 +$ $+ 1,1862C_4H_{10} + 1,461C_5H_{12} + 0,108H_2 +$ $+ 0,1263CO + 0,234H_2S$
Q_{B}^P	$Q_{\text{B}}^P = Q_{\text{H}}^P + 0,225H^P + 0,025W^P$ $Q_{\text{B}}^P = 0,338C^P + 1,25H^P - 0,1085(O^P - S_{\text{л}}^P)$	$Q_{\text{B}}^P = Q_{\text{H}}^P + 2,5m_{\text{H}_2\text{O}} \quad m_{\text{H}_2\text{O}} - [\text{кг}]$

Топкові пристрої

Топка призначена для спалювання в ній палива та передачі отриманої при цьому теплоти теплоносію, що рухається в розташованих в топці поверхнях нагрівання. Існуючі топкові пристрої можна розділити на шарові і камерні (рис. 3.2) [6]. Шарові топки призначені для спалювання твердого палива в шарі на колосникових решітках.

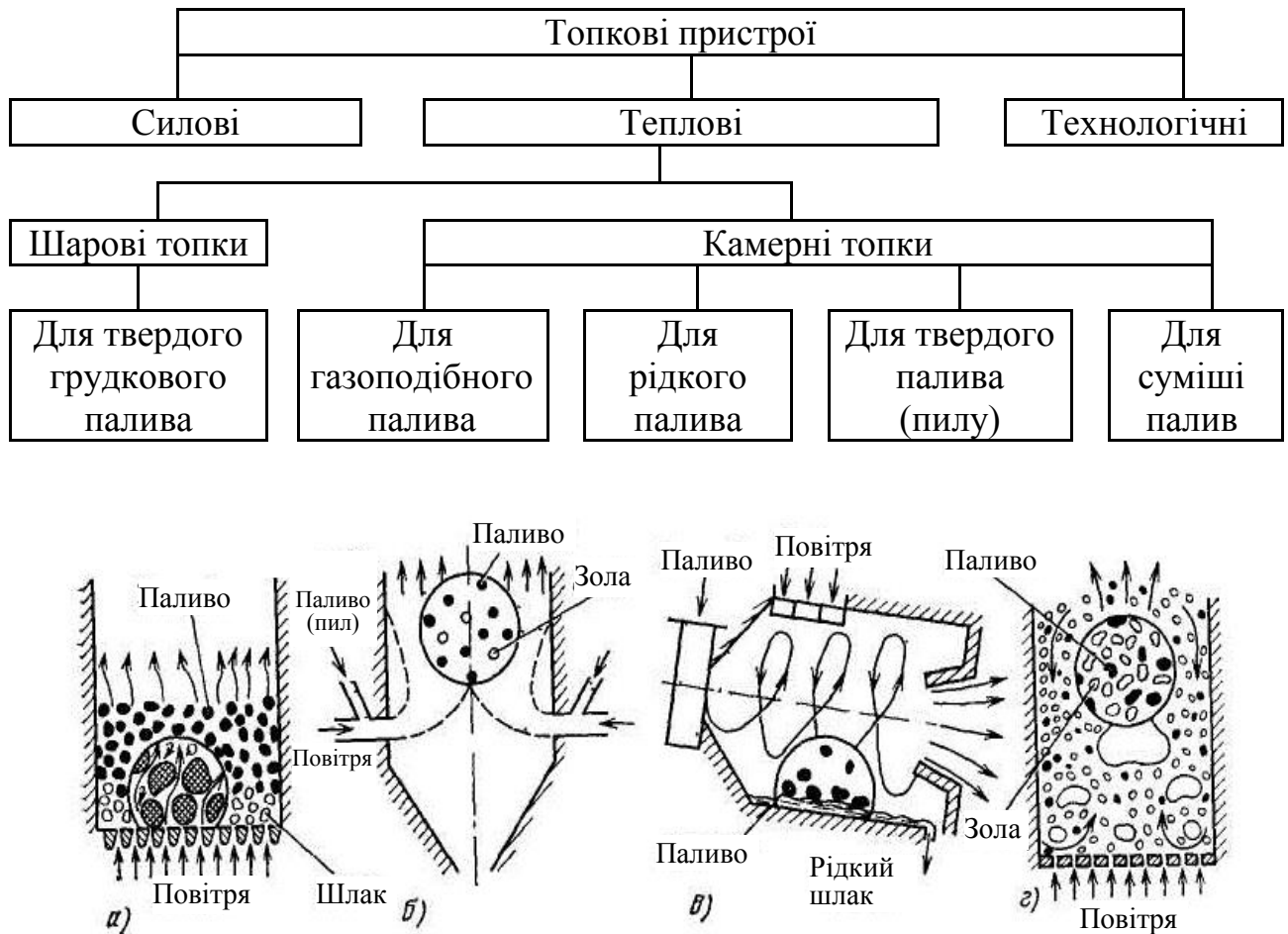


Рис. 3.2. Типи та схеми топкових пристроїв:

а – шаровий; б – факельний; в – вихровий; г – в киплячому шарі

У камерних топках спалюється тверде паливо у зваженому стані у вигляді пилу і дроблених часток, газоподібне та рідке, що розпорошується за допомогою форсунок. Камерні топки поділяються на факельні і вихрові (циклонні).

Проміжним типом між шаровими топками і камерними є топки з «киплячим шаром» палива, коли шар палива розрихлюється потоком повітря, що прохо-

дить крізь шар з великою швидкістю. Якщо збільшується витрата повітря (швидкість), то у шарі утворюються повітряні бульбашки, які прориваються нагору – режим бульбашкового кипіння.

Спалювання газоподібного палива

Газоподібне паливо умовно можна поділити на дві групи:

1. Яке містить вуглеводні: природний газ, супутній газ.
2. Яке містить в основному СО: коксовий, доменний та генераторний газ.

Склад природного газу можна записати:

$$\sum C_m H_n + H_2 + H_2S + CO + CO_2 + N_2 + O_2 + H_2O = 100\%.$$

Процес горіння складається з декількох стадій, що протікають одночасно:

- 1) змішування повітря з паливом;
- 2) підігрів повітря до температури займання;
- 3) займання і горіння.

Для своєчасного виявлення витoku горючі газу після їх очищення та осушення перед надходженням у магістральний газопровід піддають одоризації етилмеркаптаном у кількості 16 г на 1000 м³ природного газу. Одоризація вважається ефективною, якщо наявність газу у повітрі може бути виявлено при концентрації його, що дорівнює 1/5 від нижньої межі вибуховості.

Процес горіння палива починається з займання. Мінімальна температура, при якій суміш займається, називається температурою займання (T_z). Коли температура займання перевищена, реакція дає більше теплоти, ніж губиться в навколишнє середовище, і горіння самопідтримується. Температура займання залежить від властивостей палива, від умов подачі і розвитку паливо-повітряної суміші.

В результаті займання і горіння виникає **полум'я**, що є зовнішнім чинником інтенсивності процесу горіння. При горінні горюча суміш поділяється на дві частини: згорілий газ, через який полум'я вже пройшло і незгорілий газ, який тільки ввійде в зону полум'я. Границя між ними називається **фронтом полум'я**.

Швидкість поширення полум'я має практичне значення при розрахунку конструкції паликових пристроїв. Важливою характеристикою горіння є факел горіння.

Факелом горіння називається потік, що складається із суміші повітря, газів, що горять і продуктів згоряння, у яких відбувається розігрів, займання і горіння палива.

В залежності від режиму руху газових потоків факели можуть бути ламінарними і турбулентними. Турбулізація потоку веде до зменшення часу горіння, скорочення довжини факелу та забезпечує повне згоряння палива.

Спалювання палива здійснюється за допомогою пристроїв, які називаються пальниками (рис. 3.3). Вони призначені для введення газу й окислювача (зазвичай повітря) у топку, змішування потоків до початку горіння чи в самому процесі горіння і для стабілізації факела, тобто створення умов, що забезпечують надійне горіння факела без загасань, пульсацій або відриву від пальника.

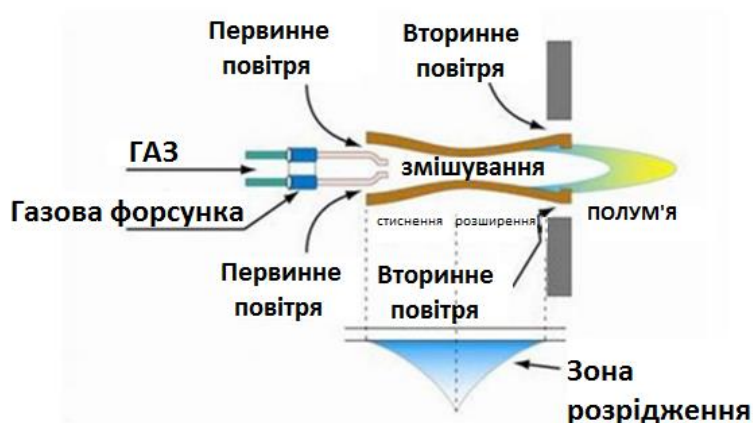


Рис. 3.3. Принцип дії та конструкція газового пальника

За способом підведення повітря газові пальники поділяють на дві групи (рис. 3.4): інжекційні пальники з подачею повітря при використанні інжектуючого ефекту потоку газу (рис. 3.4 а) і пальники з примусовою подачею повітря дутьовими вентиляторами (рис. 3.4 б).

В інжекційному пальнику (рис. 3.4 а) газ, що витікає з сопла, ежектує (підсмоктує) повітря і перемішується з ним. Газоповітряна суміш в ньому горить у безпосередньо прилеглий до неї насадці (тунелі) з вогнетривкого матеріалу. Через високу температуру внутрішньої поверхні насадки горіння готової газоповітряної

суміші протікає майже миттєво і завершується всередині насадки. З цієї причини такі пальники одержали умовну назву безполум'яних.

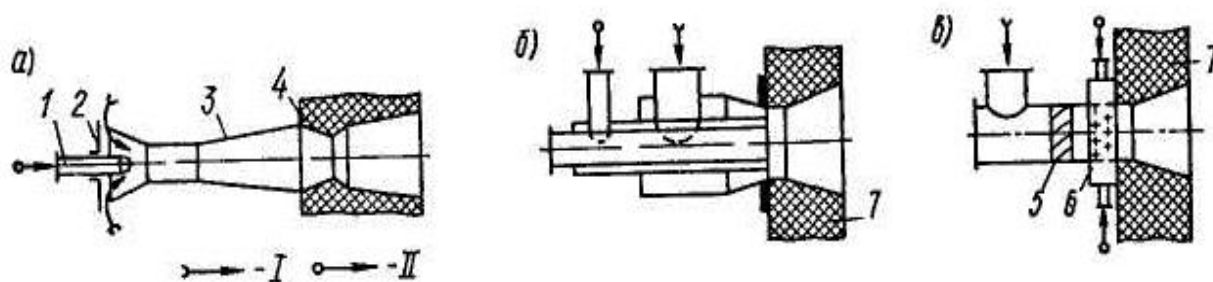


Рис. 3.4. Схеми пальників для спалювання газу:

1 – газове сопло; 2 – регулююча повітряна заслінка; 3 – змішувач; 4 – керамічна насадка; 5 – лопатковий завихрювач; 6 – газовий колектор; 7 – обмурак топки;
I – повітря; II – газ

В пальнику з примусовою подачею повітря (рис. 3.4 б) у кільцевий простір між внутрішніми трубами подається газ, а у кільцевий простір між середньою і зовнішньою трубами надходить повітря, при цьому конструкцією передбачається завихрення газових і повітряних потоків. Газ змішується з повітрям в амбразурі, яка розширюється, та вбудована в обмурівці топки, запалюється через внутрішню трубу, через неї спостерігають за роботою пальника.

На електростанціях використовують пальники другої групи, які працюють на газі низького тиску, що забезпечує безпечну і зручну експлуатацію котельного агрегату. Їхні недоліки – необхідність витрати електроенергії на дуття і відсутність саморегулювання співвідношення «повітря-газ».

Для утворення пальної суміші застосовують два методи: поділ великого потоку газу на тонкі струмені і підвищення турбулентності газоповітряного потоку.

Характерною рисою спалювання природного газу є утворення пальної суміші з різних кількостей газу і повітря: на 1 м³ природного газу витрачається близько 20 м³ гарячого повітря, тому переріз для газу малий в порівнянні з перерізом для повітря. Це дозволяє для утворення пальної суміші подавати газ тонкими струменями зі швидкістю до 100 м/с і більше у потік повітря, що має швидкість 20-40 м/с (рис. 3.4 в). Поділ газу на тонкі струмені забезпечує ефективне сумішоутворення і є характерним для всіх пальників, призначених для спалювання природного газу.

Спалювання твердого палива

Спалювання твердого палива має ряд особливостей у порівнянні зі спалюванням рідкого і газоподібного палива та проходить через 5 стадій, які накладаються одна на одну:

- 1) підігрів палива;
- 2) випаровування вологи;
- 3) виділення летких;
- 4) утворення коксу, тобто сухого залишку;
- 5) горіння летких і коксу.

Визначальним фактором горіння є горіння коксу – основна горюча складова твердого палива. На горіння коксу витрачається 90 % часу всього горіння палива.

Шарові топки

Шарові топки за способом механізації операцій обслуговування (подача палива, видалення золи і шлаку) поділяються на ручні (немеханізовані), напівмеханічні і механічні.

У залежності від способу організації процесу спалювання палива шарові топки можна розділити на три групи (рис. 3.5).

- з нерухомими колосниковими решітками і нерухомим шаром палива – а, б;
- з рухомими колосниковими решітками і шаром палива на них – в, г;
- з нерухомими колосниковими решітками і переміщенням палива – д, е.

Повітря, яке проходить крізь решітки і надходить у шар палива, називають *первинним*. Якщо первинного повітря для повного горіння палива не вистачає, і над його шаром є продукти неповного горіння, то туди додатково подають повітря, яке називають *вторинним*.

Недоліки: великі втрати теплоти зі шлаком, втрати від хімічного і механічного недопалу. Топки з рухомим шаром мають прямий і зворотний хід. У таких топках підвищується відсоток вигорання палива.

Вигорання палива поліпшується при спалюванні в киплячому шарі (псевдозріджений шар).

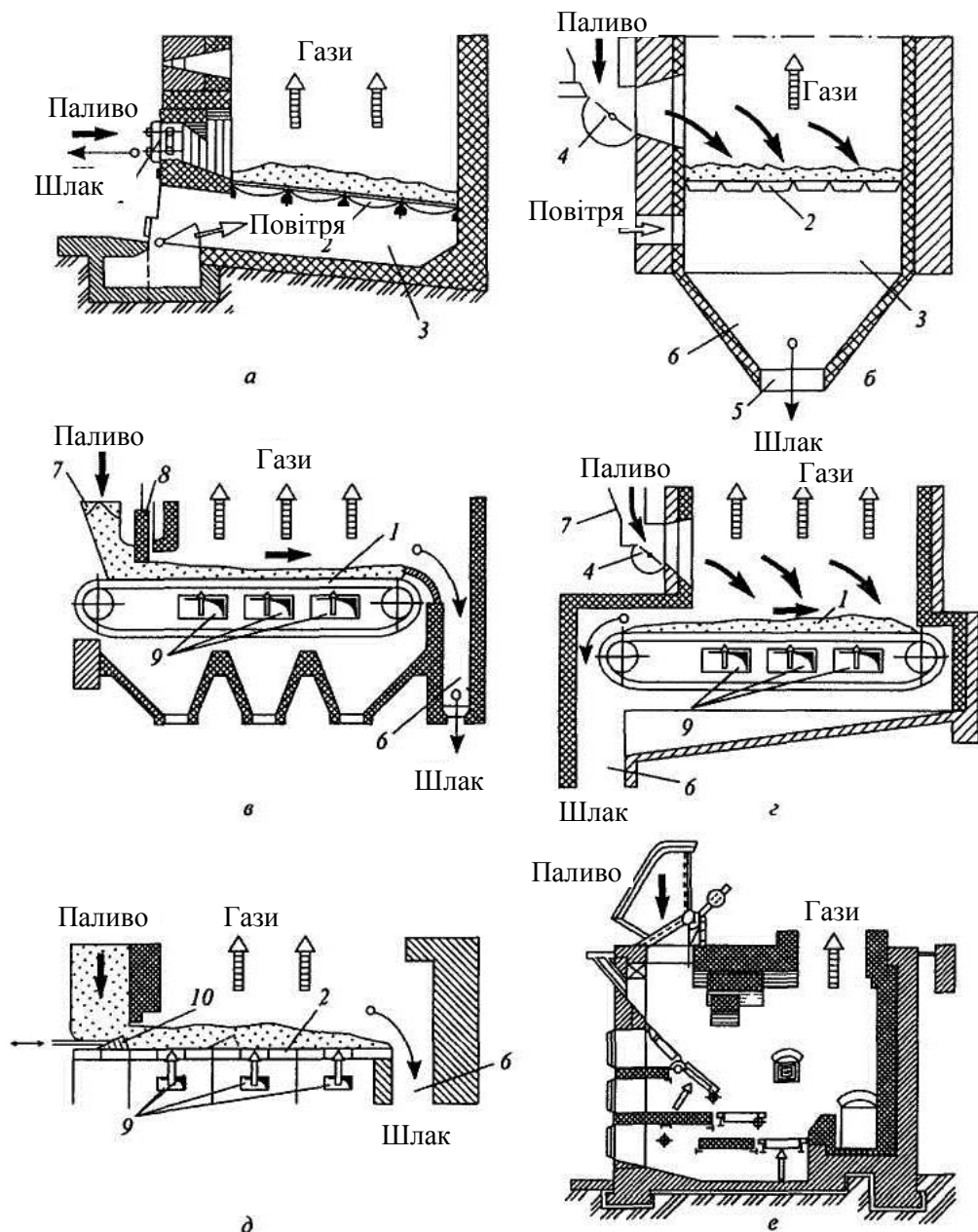


Рис. 3.5. Шарові топки

Спалювання палива в факелі

При факельному способі спалювання тверде паливо попередньо розмелюється в млинах і пил разом з повітрям подається в топку. Час перебування повітря і пилу в об'ємі топки незначний (1,5-2 с). Тому в залежності від виду твердого палива тонкість помелу (тобто процентний вміст по масі часток визначених розмірів) вибирається різною.

Спалювання палива в факелі вимагає спеціальної підготовки палива:

- 1) видалення деревної тріски, що потрапляє у вугілля в процесі його видобутку;
- 2) витяг металевих предметів за допомогою магнітних сепараторів;

3) грубе дроблення палива $d_e = 10-25$ мм;

4) здрібнювання палива до шматочків $d_e = 0,10-1000$ мікронів.

Грубе дроблення палива здійснюється у валкових і молоткових млинах. Для розмелювання палива застосовують різні млинові пристрої, що використовують у роботі принципи удару і розколювання, роздавлювання і розтирання. Розмелене тверде паливо (пил) разом з повітрям (аеросуміш) подається в топку.

Для факельного спалювання використовуються вихрові пальники з закрученими потоками аеросуміші вторинного повітря і щілинні прямоотечійні пальники (рис. 3.6).

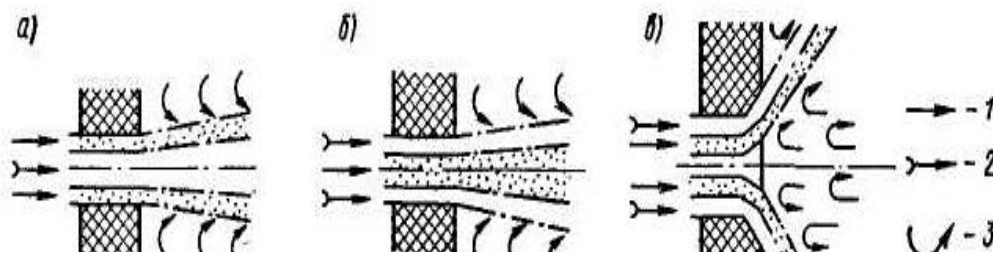


Рис. 3.6. Принципові схеми пальників для спалювання пилоподібного твердого палива:

прямотечійні пальники з подачею аеросуміші по периферії пальника (а) та центральним каналом (б); в – вихровий пальник.

1 – аеросуміш; 2 – вторинне повітря; 3 – рециркуляція гарячих газів

Вихровими називають пальники, у яких первинне чи вторинне повітря закручуються спеціальним завихрювачем. Закручування потоків досягається за допомогою равликів, що встановлюються на вході в пальник, або лопаток, що встановлюються в пальнику аксіально або тангенціально в потоці первинного або вторинного повітря.

Циклонний спосіб спалювання полягає у використанні закручених паливо-повітряних потоків. Транспортування палива здійснюється повітрям. Паливні частки циркулюють по визначених траєкторіях протягом часу, необхідного для завершення їхнього згоряння.

Основні переваги камерних топок:

1. Можливість економічного використання практично всіх сортів вугілля, у тому числі і низькоякісних, котрі важко спалювати в шарі.

2. Гарне перемішування палива з повітрям, що дозволяє працювати з невеликим надлишком повітря ($\alpha=1,2-1,25$).

3. Можливість підвищення одиничної потужності котлового агрегату.

4. Відносна простота регулювання режиму роботи (можливість повної автоматизації).

Особливості спалювання рідкого палива

При переробці нафти в залежності від температури отримують фракції: бензин (200-225 °C), гас (140-300 °C), дизельні палива (190-350 °C), мазути (більше 350 °C).

Мазути поділяються на:

- флотські Ф-5 та Ф-12 – для використання в суднових котлах, газотурбінних установках та двигунах;
- топкові мазути М-40, М-100 та інші, які в залежності від вмісту сірки діляться на:
 - малосірчисті ($S < 0,5 \%$),
 - сірчисті ($S = 0,5...2 \%$),
 - високосірчисті ($S > 2 \%$);
- топкові пічні побутові (ТПП).

Основними властивостями котельного мазуту як рідкого палива є: вміст сірки, в'язкість, температура застигання, зольність, нижча теплота згоряння, густина.

Фізико-хімічні властивості мазуту залежать від хімічного складу вихідної нафти та ступеня відгону дистилятних фракцій і характеризуються такими даними: в'язкість 8-80 мм²/с (при 100 °C), густина 0,89-1 г/см³ (при 20 °C), температура застигання 10-40 °C, вміст сірки 0,5-3,5 %, золи до 0,3 %, нижча теплота згоряння 39,4-40,7 МДж/кг.

Котельний мазут буває малов'язкий та високов'язкий з великим вмістом смолистих речовин та парафіну. В'язкість мазуту є важливим експлуатаційним фактором, що визначає здатність його транспортування, зливу, перекачування та

спалювання його. З підвищенням температури в'язкість мазуту зменшується, тому всі операції з мазутом виконують з підігрівом.

Спалювання рідких палив може здійснюватися як з вільної поверхні (спалювання не вимагає ніякої підготовки), так і в факелі (при спалюванні важких видів палив, головним чином, топкового мазуту потрібна його попередня підготовка). Мазут має високу температуру застигання, тому потребує додаткового підігріву трубопроводів та сховищ палива для зниження його в'язкості. Підігрів здійснюється насиченою парою до температури 120-140 °С.

При горінні рідкого палива спостерігають наступні стадії:

1. Пульверизація (розпилення);
2. Випаровування і термічне розкладання (термічна підготовка палива);
3. Змішування з повітрям;
4. Займання;
5. Горіння.

1 стадія. Оскільки інтенсивність спалювання рідкого палива визначається значною мірою інтенсивністю його випаровування, то найважливішим і першим етапом підготовки рідкого палива є розпилення його на дрібні частки. З краплі діаметром 1 мм дробленням вдається отримувати $1 \cdot 10^6$ крапель діаметром 10 мкм. Площа поверхні випаровування при цьому збільшується в 100 разів. При розпошенні мазуту виходять краплі розміром від кількох десятків до сотень мікрометрів. Найбільш дрібні краплі випаровуються і займаються першими, сприяючи випаровуванню і займанню більших.

Для розпилювання палива використовуються спеціальні пристрої – **форсунки**, які є елементом пальника (рис. 3.7). Під пальником зазвичай розуміється агрегат, що включає крім форсунки повітрянаправляючий апарат, запальний пристрій і механізм управління. Швидкість згоряння рідкого палива визначається швидкістю його випаровування з поверхні.

2 стадія. Спочатку відбувається випаровування води і виділення легких вуглеводнів, а потім крекінг процес (розщеплення, розкладання) важких вуглеводнів.

Стадії **3,4,5** відповідають горінню газоподібного палива.

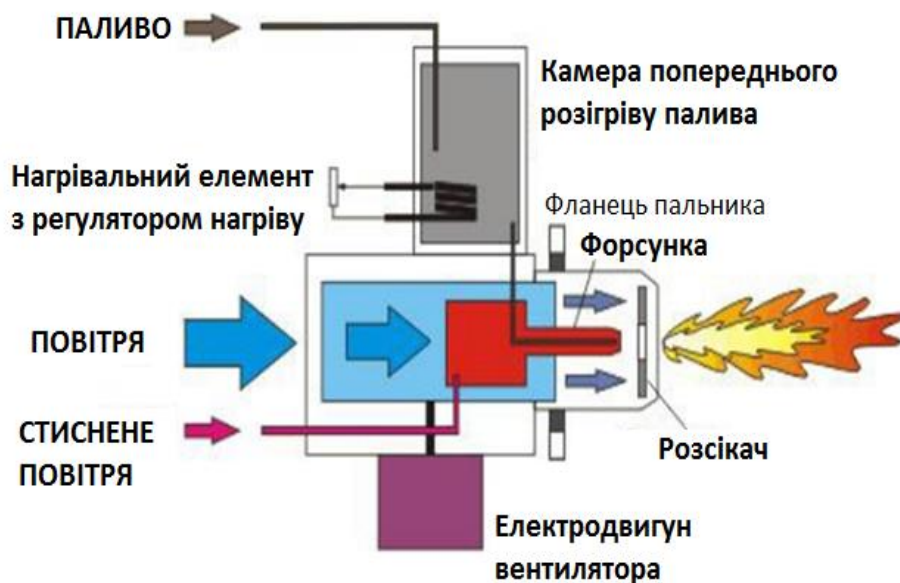


Рис. 3.7. Схема пальника для спалювання рідкого палива

Організація спалювання рідкого палива

За способом розпилювання рідкого палива форсунки можна розділити на три основні групи (рис. 3.8): механічні; з розпилюючим середовищем; комбіновані.

Форсунки з **механічним розпиленням** можна розділити на пряموструминні, відцентрові та ротаційні. У пряموструминних форсунках (рис. 3.8 а) дроблення струменя палива на дрібні краплі відбувається при його продавлюванні під значним тиском (12 МПа) через сопло малого діаметра.

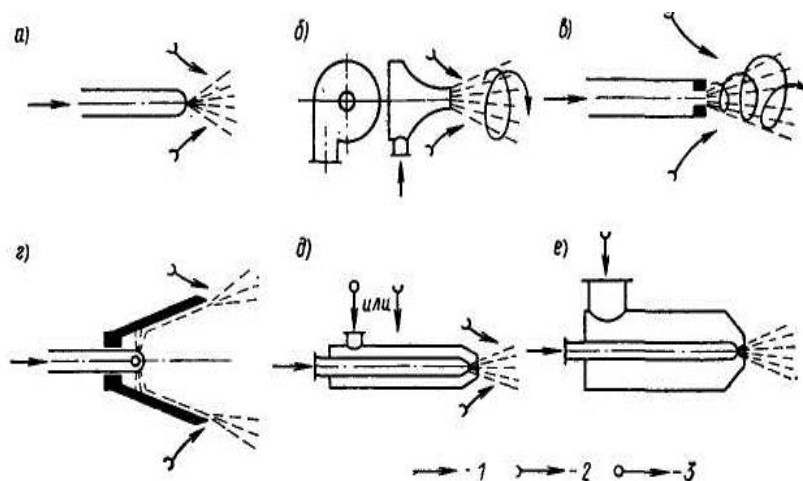


Рис. 3.8. Принципові схеми мазутних форсунок:
1 – паливо; 2 – повітря; 3 – пара

У **відцентрових форсунках** (рис. 3.8 б, в) паливо розпорошується під дією відцентрових сил, що виникають при закручуванні паливного потоку. Обертальний рух палива передається шляхом тангенціального підведення його до вихрової камери форсунки (рис. 3.8 б) або спеціальним завихрювачем, що встановлюється на виході з форсунки (рис. 3.8 в).

У **ротаційних форсунках** (рис. 3.8 г) паливо подається всередину розпилюючої склянки, яка швидко обертається, де воно розтікається під дією відцентрових сил, утворюючи тонку плівку. На вихідній кромці склянки тонка плівка підхоплюється первинним повітрям, що підводиться.

У **парових форсунках** високий ефект розпилення досягається за рахунок великої швидкості витікання струменя пари, що захоплює за собою мазут. Для розпилення використовується насичена чи трохи перегріта пара. Недоліком є велика витрата пари (3-5% від продуктивності парогенератора), зниження температури в топці за рахунок охолоджуючої дії пари, сильний шум.

Широкого поширення набули також паро- і пневмомеханічні форсунки, які відносяться до класу комбінованих. При номінальній (розрахунковій) витраті палива комбіновані форсунки працюють як механічні, тобто з великим тиском палива, а при малих витратах – з подачею агенту, що розпилює (пара або повітря).

3.3. Котли і котельні установки

Котлом називається пристрій для одержання робочого тіла (пари, води) або іншого теплоносія необхідних параметрів за рахунок підведення теплоти, яка виділяється при спалюванні палива [3-4].

До складу котельного агрегату (КА) входять: паровий (водогрійний) котел, пароперегрівач, водяний економайзер, повітрянагрівач. Сучасні КА складні й різноманітні.

Котли поділяються на:

Енергетичні – виробляють пару для парових турбін; їх відрізняє висока продуктивність, підвищені параметри пари.

Промислові – виробляють пару як для парових турбін, так і для технологічних потреб підприємства.

Опалювальні – виробляють пару для опалення промислових, житлових та громадських будівель. До них належать і водогрійні котли.

Водогрійні – призначені для отримання гарячої води з тиском вище за атмосферний.

Котли-утилізатори – призначені для одержання пари чи гарячої води за рахунок використання теплоти вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) під час переробки відходів хімічних виробництв, побутового сміття тощо.

Енерготехнологічні – призначені для отримання пари за рахунок ВЕР та є невід'ємною частиною технологічного процесу (наприклад, содорегенераційні агрегати).

Котли можна класифікувати за рядом ознак [6]:

1. Розрізняють **водотрубні і газотрубні КА** (рис. 3.9).

Водотрубні – горіння палива відбувається в об'ємі топки, а робоче тіло тече в трубах, що оточують топку(г, д, е).

Газотрубні – продукти згорання проходять всередині труб, які ззовні омиваються робочим тілом (а, б, в).

2. За призначенням:

– парові;

– водогрійні ($t_{ГВ} = 70-100\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{ГВ} = 150-170\text{ }^{\circ}\text{C}$ – перегріта вода).

Використовуються для систем опалення, гарячого водопостачання (ГВП) і технологічних потреб.

3. За конструкцією (рис. 3.10):

– барабанні (а, б);

– прямоточні (в).

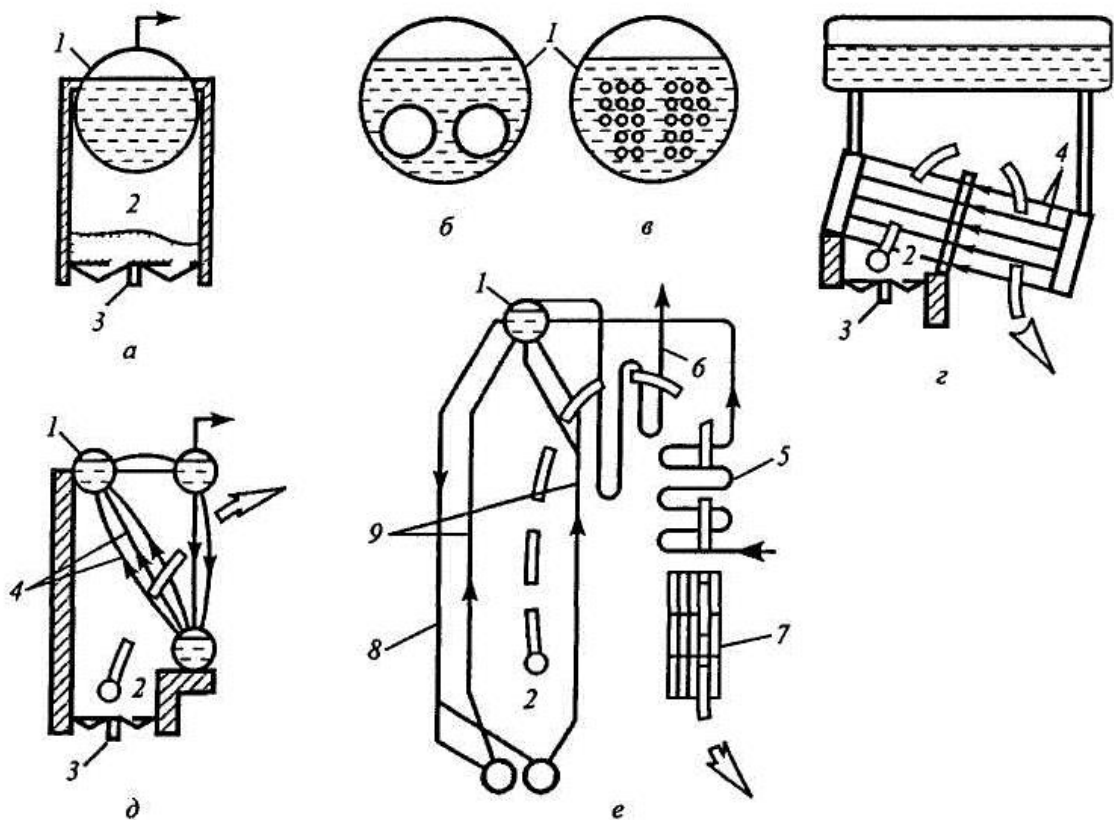


Рис.3.9. Схеми парових котлів з природною циркуляцією:
 а – циліндричний котел. Газотрубні котли: б – з жаровими; в – з димогарними трубами. Водотрубні котли: г – горизонтальний (кут нахилу труб $<40^\circ$); вертикальні: д – з барабанами, е – з барабаном і колектором, 1 – барабан; 2 – топка; 3 – решітка; 4 – кип'ятильні труби; 5 – економайзер; 6 – пароперегрівач; 7 – повітрянагрівач; 8 – опускні труби; 9 – екрани

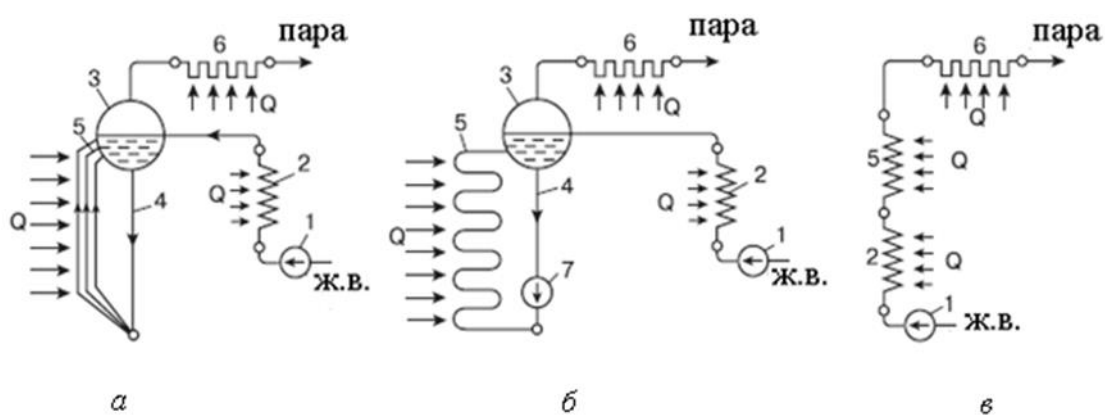


Рис. 3.10. Схеми руху води, пароводяної суміші та пари в котлі:
 а – барабанний з природною циркуляцією; б – барабанний з багатократною примусовою циркуляцією; в – прямоточний;
 1 – живильний насос; 2 – водяний економайзер; 3 – барабан; 4 – опускні труби;
 5 – випарні труби; 6 – пароперегрівач; 7 – циркуляційний насос;
 Ж.В. – живильна вода

4. За організацією руху робочого тіла (рис. 3.10):
- котли з природною циркуляцією (барабанні);
 - котли з примусовою циркуляцією (барабанні чи прямоточні).
5. За видом палива, що спалюється
- на твердому паливі;
 - на рідкому паливі;
 - на газоподібному;
 - на комбінованому.

Основні технічні характеристики КА

1. Паропродуктивність – D (т/год), кількість пари, що виробляється в одиницю часу.
2. Параметри перегрітої пари: $p_{пп}$ [МПа], $t_{пп}$ [°C].
3. Температура живильної води – $t_{жв}$ [°C].
4. Теплова потужність для теплогенераторів і котлів, що працюють на високотемпературних органічних теплоносіях – Q .

Котли з природною циркуляцією

У котлах з природною циркуляцією (рис. 3.11) рух робочого тіла у випарному контурі здійснюється, внаслідок різниці густини води ρ_v в опускних трубах і пароводяної суміші $\rho_{см}$ в підйомних, пароутворюючих трубах, який називають *природною циркуляцією*.

Їх будують для тисків до 19 МПа, бо при більш високих, біля критичних тисках густина води й пари виявляються близькими за значеннями, що ускладнює організацію природної циркуляції й сепарації води від пари.

Рух робочого тіла у випарному контурі характеризується *кратністю циркуляції* K , яка є відношенням годинної масової витрати робочого тіла через випарну систему котла до його годинної паропродуктивності. Для сучасних котлів надвисокого тиску $K=5-10$, для котлів низьких та середніх тисків K становить від 10 до 25.

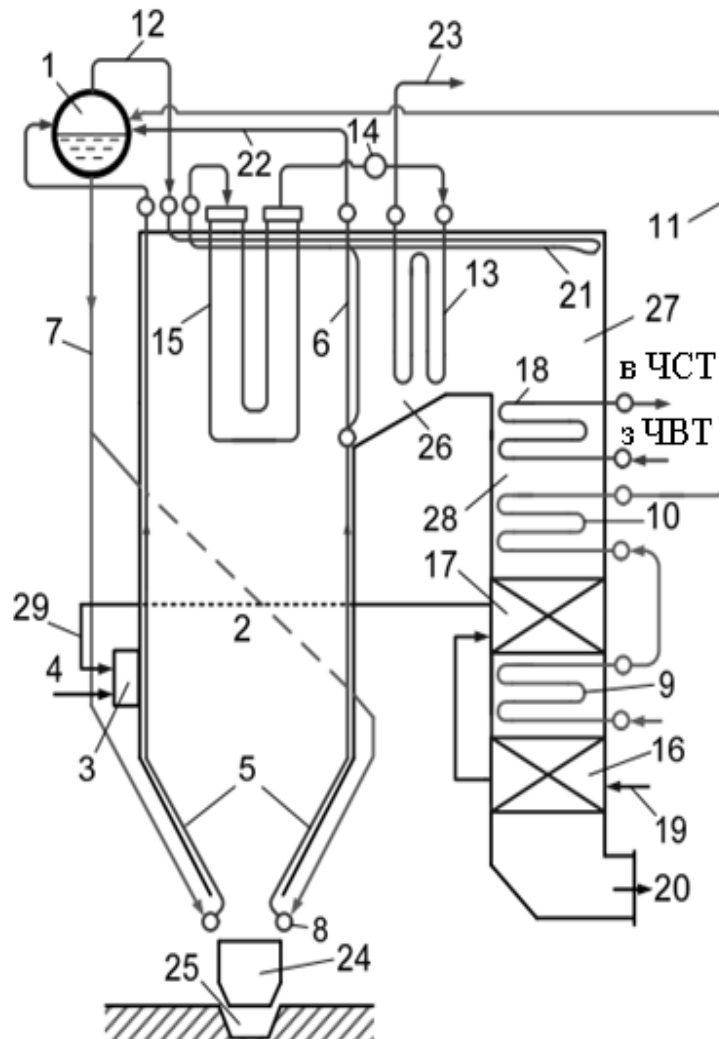


Рис. 3.11. Конструктивна схема котла з природною циркуляцією:

1 - барабан; 2 – топкова камера; 3 – пальник; 4 – первинна паливоповітряна суміш; 5 – топкові екрани; 6 – фестони; 7 – опускні труби; 8 – нижні колектори; 9-10 – економайзер; 11 – трубопровід; 12 – паропровід; 13 – конвективний пароперегрівач; 14 – пароохолоджувач; 15 – ширмовий пароперегрівач; 16-17 – повітронагрівачі; 18 – проміжний пароперегрівач; 19 – подача холодного повітря; 20 – відхідні гази; 21 – радіаційний пароперегрівач; 22 – відвідні труби; 23 – пара на турбіну; 24 – шлаковий комод; 25 – канал гідрошлаковидалення; 26 – горизонтальний газохід; 27 – поворотна камера; 28 – конвективна шахта; 29 – гаряче повітря

У котлах з багаторазовою **примусовою** циркуляцією рух робочого тіла у випарному контурі здійснюється за рахунок роботи циркуляційного насоса, що включається до опускного потоку робочої рідини (рис. 3.12). Кратність циркуляції підтримується невисокою ($K=4-8$), оскільки циркуляційний насос гарантує її збереження при всіх коливаннях навантаження.

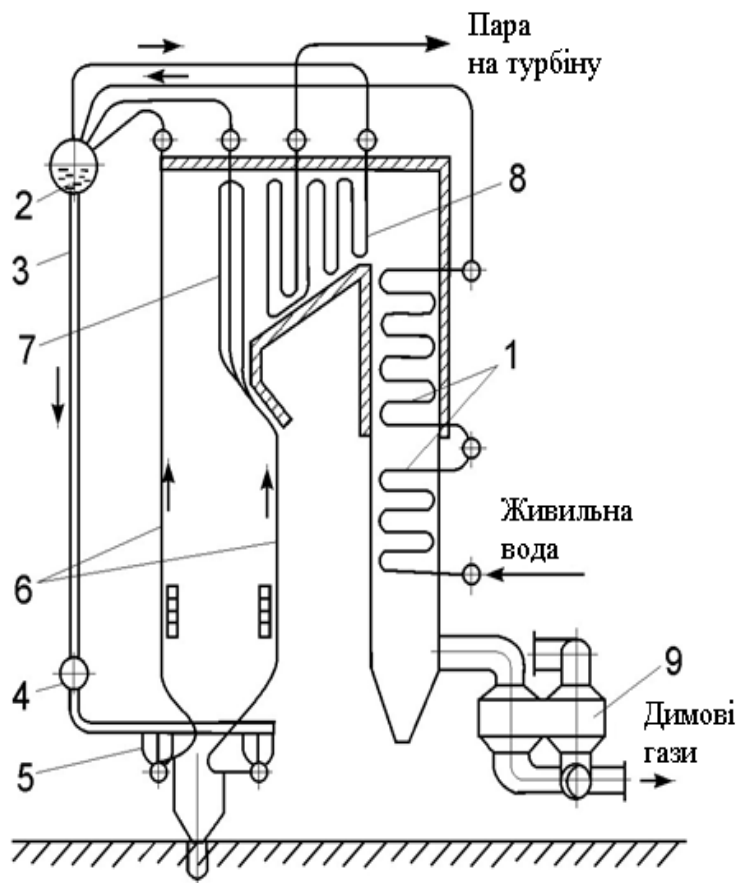


Рис. 3.12. Схема котла з багаторазовою примусовою циркуляцією:
 1 – економайзер; 2 – барабан; 3 – опускна труба; 4 – циркуляційний насос;
 5 – розподіл води по циркуляційних контурах; 6 – випарні радіаційні поверхні нагріву; 7 – фестони; 8 – пароперегрівач; 9 – повітрянагрівач

Котли з багаторазовою примусовою циркуляцією дозволяють економити метал для поверхонь нагріву, оскільки допускаються підвищені швидкості води та робочої суміші, частково покращуючи, таким чином, охолодження стінки труб.

Прямоточний котел

Принцип прямотечійності полягає в тому, що до елемента, який обігрівається (труба, змійовик, ряд паралельно включених змійовиків) подається насосом стільки води, скільки в ньому утвориться пари за один прохід теплоносія (рис. 3.13).

У прямоточних котлах кратність циркуляції $K=1$, а рух робочого тіла від входу в економайзер і до виходу з агрегату перегрітої пари здійснюється за допомогою живильного насоса.

Найпростіший прямоточний котел (рис. 3.13) являє собою змійовик, в один кінець якого надходить вода, а з іншого виходить перегріта пара.

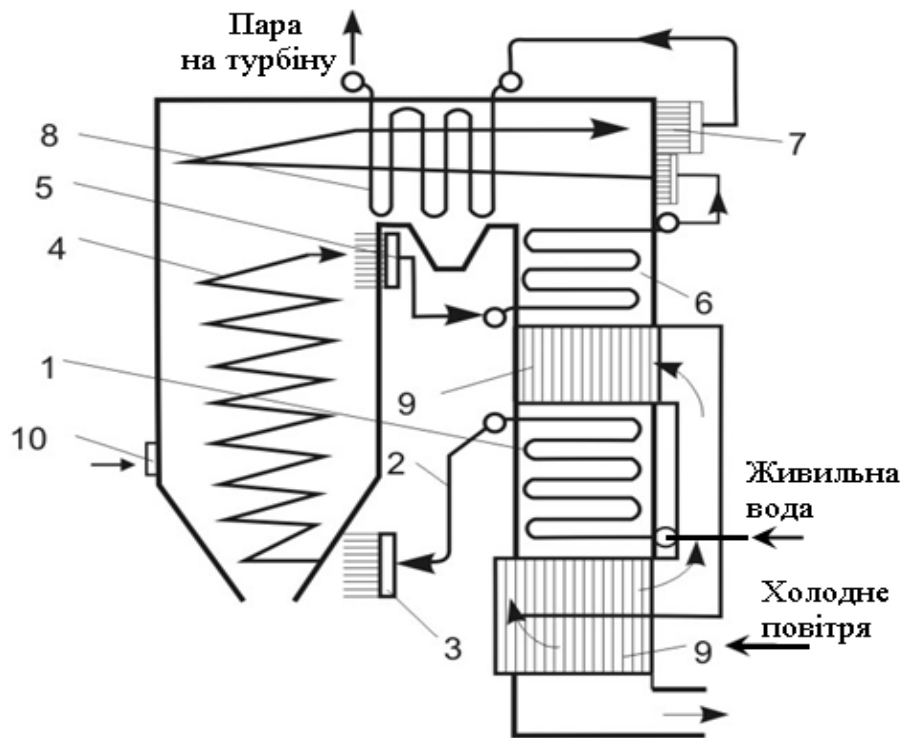


Рис. 3.13. Конструктивна схема прямооточного котла Рамзіна:
 1 – економайзер; 2 – перепускні труби, які не обігріваються; 3 – нижній розподільчий колектор води; 4 – екранні труби; 5 – верхній збірний колектор суміші; 6 – винесена перехідна зона; 7 – настінна частина перегрівача; 8 – конвективна частина перегрівача; 9 – повітрянагрівач; 10 – пальник

Технологічна схема котельної установки

Технологічна схема котельної установки, яка працює на твердому паливі наведена на рис. 3.14.

Паливний тракт- підготовка палива до подачі в камеру топки включає:
 1 – система пилоприготування; 2 – пиловугільний пальник;

Газовий тракт – обладнання, в якому рухаються продукти згоряння до виходу в атмосферу: 3 – топкова камера; 4 – холодна воронка; 5 – горизонтальний газохід; 6 – конвективна шахта; 7 – газохід; 8 – золоуловлювач; 9 – димосос; 10 – димар;

Повітряний тракт – обладнання для прийняття атмосферного повітря, його підігріву, транспортування і подачі в камеру топки: 11 – повітрязбірна шахта; 12 – вентилятор; 13 – калорифер; 14 - повітрянагрівач 1-го ступеня; 15 - повітрянагрівач 2-го ступеня; 16 – повітропроводи гарячого повітря; 17 – первинне повітря; 18 – вторинне повітря.

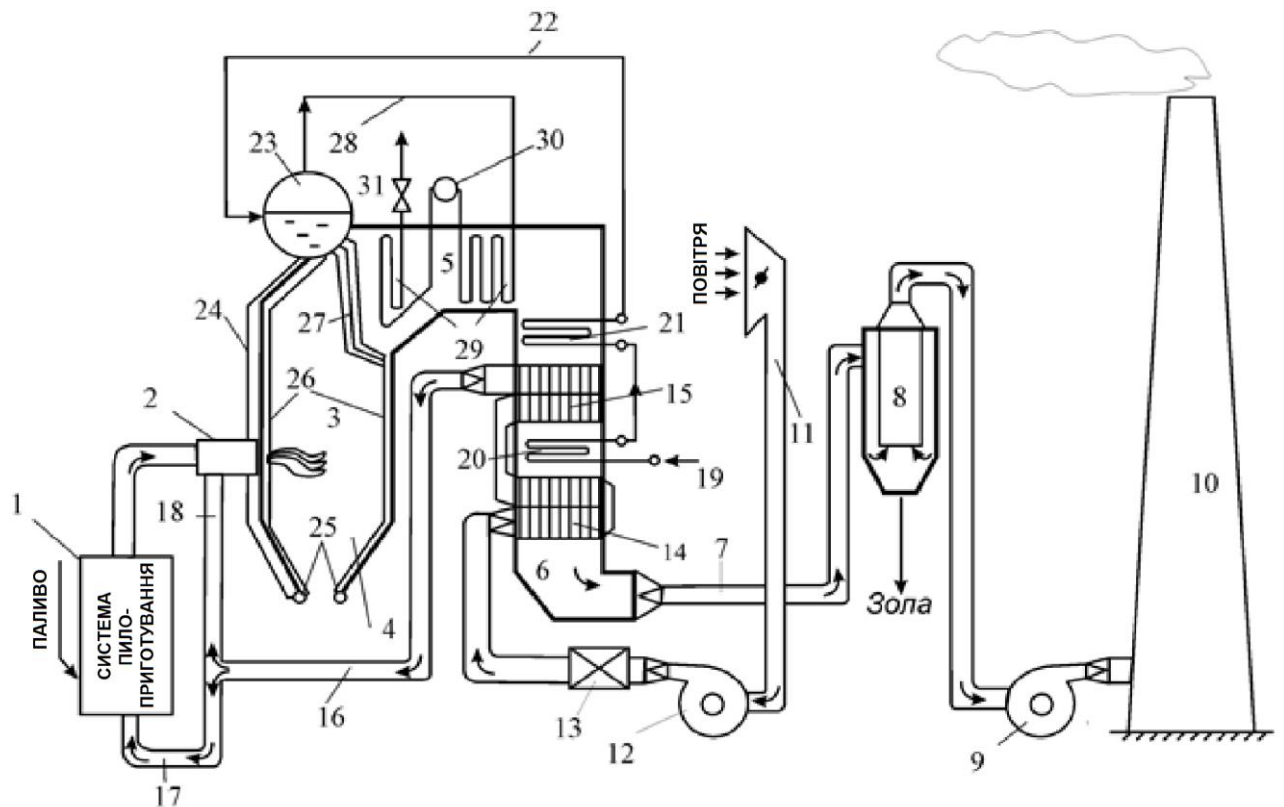


Рис. 3.14. Загальна схема котельної установки з природною циркуляцією, яка працює на твердому паливі:

- 1 – система пилоприготування; 2 – пиловугільний пальник; 3 – топкова камера;
 4 – холодна вирва; 5 – горизонтальний газохід; 6 – конвективна шахта;
 7 – газохід; 8 – золоуловлювач; 9 – димосос; 10 – димова труба;
 11 – повітрязабірна шахта; 12 – вентилятор; 13 – калорифер; 14 – повітрянагрівач 1-го ступеня; 15 – повітрянагрівач 2-го ступеня; 16 – повітропроводи гарячого повітря; 17 – первинне повітря; 18 – вторинне повітря; 19 – підведення поживної води; 20 – водяний економайзер 1-го ступеня; 21 – водяний економайзер 2-го ступеня; 22 – трубопровід живильної води; 23 – барабан; 24 – опускні труби; 25 – нижні колектори; 26 – екранні (підйомні) труби; 27 – фестон; 28 – паропровід сухої насиченої пари; 29 – пароперегрівач; 30 – пароохолоджувач; 31 – головна парова засувка

Структурні елементи котлоагрегату

Низькотемпературні – водяні економайзери; повітрянагрівачі.

Високотемпературні – барабан, випарні поверхні та пароперегрівачі.

Низькотемпературні поверхні

Повітрянагрівачі (ПН) – це теплообмінні апарати призначені для підігріву повітря перед надходженням його в топку за рахунок теплоти відхідних газів.

Повітронагрівач, сприймаючи теплоту від відхідних газів і передаючи її повітря, зменшує найбільш помітну частину втрат теплоти з відхідними газами.

Під час використання підігрітого повітря підвищується температура горіння палива, інтенсифікується процес спалювання, підвищується коефіцієнт корисної дії котельного агрегату. Разом з тим при встановленні повітряного підігрівача збільшуються аеродинамічні опори повітряного та газового трактів, які долаються створенням штучної тяги, тобто шляхом встановлення димососа та вентилятора. Температуру підігріву повітря вибирають залежно від способу спалювання та виду палива. Для газу і мазуту, спалюваних у камерних топках, температура гарячого повітря становить 200-250 °С, а для спалювання твердого палива у вигляді вугільного пилу – 300-420 °С.

Монтуються в нижній частині опускної шахти. За принципом дії бувають рекуперативні трубчасті (рис. 3.15) чи регенеративні пластинчасті (рис. 3.16).

У рекуперативних повітронагрівачах передача теплоти від газів до повітря відбувається через розділяючу їх поверхню нагрівання. У регенеративному повітронагрівачі теплота передається металевою чи керамічною насадкою, яка періодично нагрівається продуктами згоряння, а потім віддає акумульовану в ній теплоту повітря, що нагрівається.

Регенеративний повітронагрівач являє собою барабан, що обертається, з набивкою з тонких сталевих гофрованих або плоских листів, які утворюють канали малого еквівалентного діаметра ($d_{ЕКВ} = 4-5$ мм) для проходження повітря і продуктів згоряння. Набивкою, яка слугує поверхнею теплообміну, заповнюється порожнистий ротор, розділений суцільними перегородками на ізольовані один від одного сектори (рис. 3.16).

Найбільшого поширення отримали сталеві трубчасті рекуперативні повітронагрівачі.

Повітронагрівачі сприймають 7-15 % теплоти, що віддається продуктами згоряння.

Кількість теплоти, сприйнята повітрям в повітронагрівачі:

$$Q_{пн} = \alpha (H_{гп} - H_{хп}),$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря; $H_{гп}$, $H_{хп}$ – ентальпії гарячого та холодного повітря.

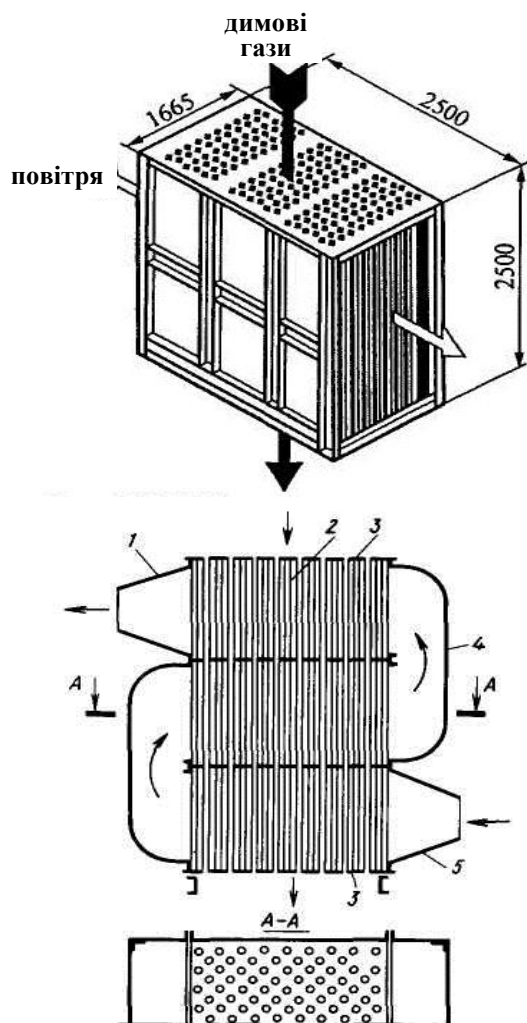


Рис. 3.15. Схема трубчастого рекуперативного повітрянагрівача:

1 – вхідний короб повітря; 2 – труби; 3 – трубна дошка; 4 – перепускний повітряний короб; 5 – вихідний короб

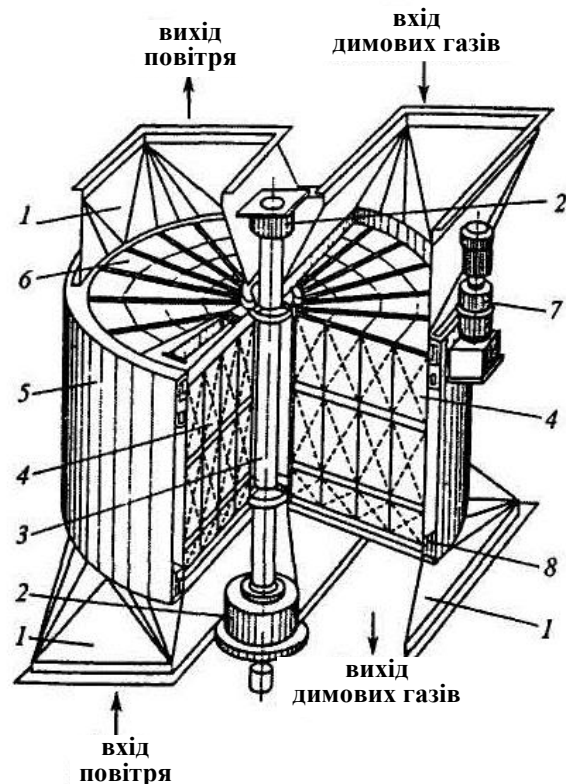


Рис. 3.16. Схема регенеративного повітрянагрівача:

1 – короб; 2 – підшипник; 3 – вал; 4 – насадка; 5 – корпус; 6 – барабан; 7 – електродвигун; 8 – ущільнення

Водяні економайзери (ВЕ) призначені для підігріву живильної води ПК за рахунок теплоти відхідних газів (рис. 3.17), температура яких становить 250-400 °С.

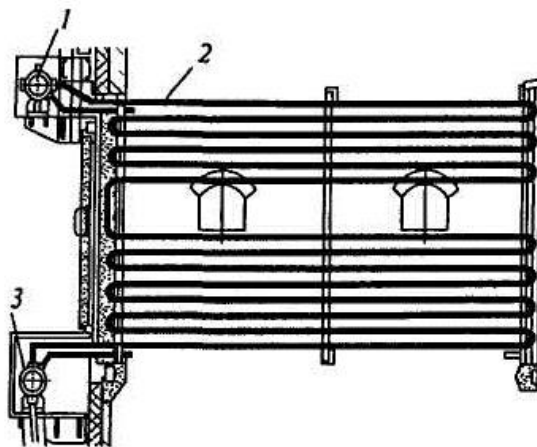


Рис. 3.17. Схема економайзера: 1 і 3 – вихідна і вхідна камери; 2 – змійовик

Встановлення економайзера дозволяє частково використати їх теплоту і заощадити від 5 до 12 % палива.

Кількість теплоти, яка сприймається у водяному економайзері:

$$Q_{\text{ВЕ}} = \frac{D}{B} (h_{\text{ЖВ}}^{\text{ВІХ}} - h_{\text{ЖВ}}^{\text{ВХ}}), \quad (3.1)$$

де D – паропродуктивність котла (кг/год);

B – витрата палива (кг/год);

$h_{\text{ЖВ}}^{\text{ВХ}}$, $h_{\text{ЖВ}}^{\text{ВІХ}}$ – ентальпії живильної води на вході та виході у водяному економайзері.

Залежно від температури, до якої ведеться підігрів води, економайзери ділять на два типи – некиплячі та киплячі. У некиплячих економайзерах за умов надійності їх роботи підігрів води здійснюють до температури на 20 °С нижче температури насиченої пари в паровому котлі або температури кипіння води при робочому тиску у водогрійному котлі. У киплячих економайзерах відбувається не лише підігрів води, а й часткове її випаровування.

Залежно від металу, з якого виготовляють економайзери, їх поділяють на чавунні та сталеві. Чавунні економайзери використовують при тиску в барабані котла не більше 2,4 МПа, а сталеві можуть застосовуватися за будь-яких тисків. У чавунних економайзерах неприпустиме кипіння води, оскільки це призводить до гідравлічних ударів та руйнування економайзера. Для очищення поверхні нагрівання водяні економайзери мають обдувні пристрої.

Високотемпературні поверхні нагрівання

Випарні поверхні нагрівання (ВП) призначені для одержання сухої насиченої пари. У більшості випадків складаються з екранів, розташованих у топковій камері (радіаційна поверхня нагрівання), фестона на виході газів з топки, який представляє собою напіврадіаційну поверхню нагрівання, конвективного пучка, розташованого в потоці відхідних газів на виході з топки й у газоходах, об'єднаних в єдину систему за допомогою барабана й колекторів.

В парогенераторах з природною циркуляцією низького і середнього тиску конвективні випарні поверхні нагрівання (котельний пучок) виконуються у вигляді декількох рядів вертикально розташованих підйомних і опускних труб з внутрішнім діаметром 40-60 мм, завальцьованих або приварених до верхнього і нижнього барабанів або колектора.

Опускні труби винесені за топкову камеру. Їх кількість і діаметр визначаються з умов забезпечення надійної циркуляції котла.

Фестон, як випарна поверхня нагріву може бути виконаний у вигляді невеликого трубного пучка, включеного до системи природної циркуляції котла.

Особливістю фестону (рис. 3.18) є розрядка його труб (фестонування) з метою створення вільного проходу для топкових газів і летючої золи та запобігання від суцільного зашлаковування труб. Роль фестону можуть виконувати і змійовики пароперегрівача, які зазнають фестонування на вході газів у пароперегрівач.

Замикаючим елементом ВП і найбільш відповідальним є барабан.

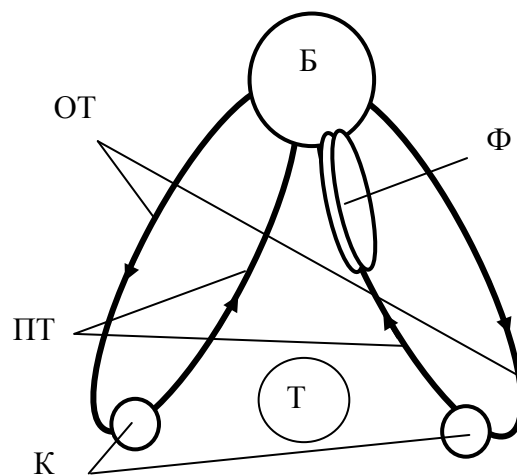


Рис. 3.18. Випарні поверхні

Організація водного режиму в барабанних КА

Котельні агрегати можуть бути двобарабанними (верхній і нижній барабани) та однобарабанними. Відбір пари на пароперегрівач відбувається тільки з верхнього барабану.

Слід зазначити багатоцільове призначення барабанів парових котлів. В них відбуваються такі процеси:

- поділ пароводяної суміші, що надходить з підйомних труб, які обігріваються, на пару і воду і збір пари;
- прийом живильної води з водяного економайзера чи безпосередньо з живильної магістралі;
- внутрішньокотлова обробка води (термічне та хімічне пом'якшення води);
- безперервне продування;
- осушка пари від крапель котлової води;
- промивання пари від розчинених у ній солей;
- захист від перевищення тиску пари.

Внутрішню частину об'єму барабана, заповнену до певного рівня водою називають водяним об'ємом, а заповнену паром при роботі котла – паровим об'ємом. Поверхня киплячої води в барабані, що відокремлює водяний об'єм від парового, називається дзеркалом випаровування.

Для одержання чистої пари в барабані передбачаються спеціальні пристрої (рис. 3.19).

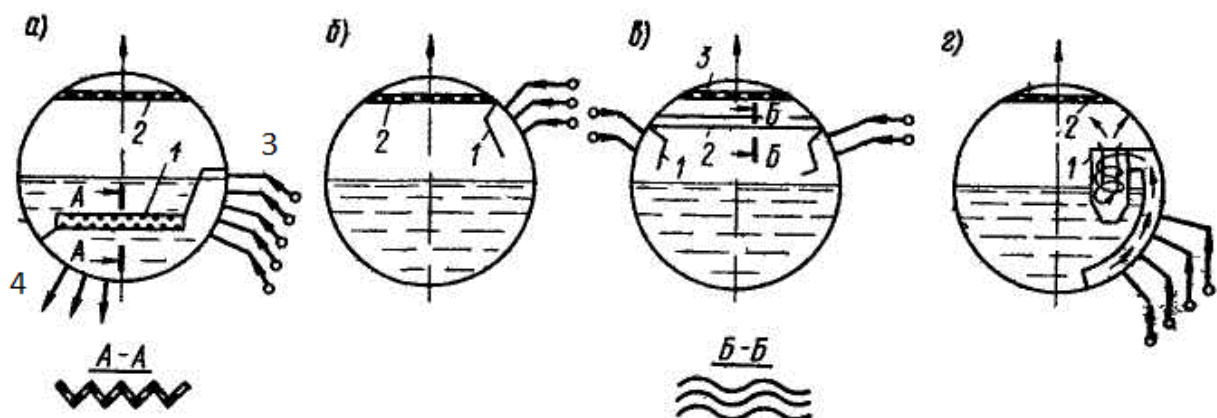


Рис. 3.19. Схеми сепараційних пристроїв:

- а** – занурювальний дірчастий щит: 1 – дірчастий щит; 2 – пароприймальний дірчастий щит; 3 – труби випарної поверхні нагріву; 4 – опускні труби;
- б** – відбійні та розподільні щити: 1 – відбійний щит; 2 – пароприймальний і розподільний дірчастий щити;
- в** – жалюзійний сепаратор: 1 – відбійний щит; 2 – жалюзійний сепаратор; 3 – пароприймальний дірчастий щит;
- г** – циклонний сепаратор: 1 – циклон; 2 – пароприймальний дірчастий щит.

Парогенеруючі поверхні нагрівання барабанних КА працюють за принципом багаторазової циркуляції. Паровміст потоку обмежений і нормально частка пари у воді менше 10-30 %. Розчинені й зважені речовини, що накопичуються у водяному об'ємі, надходять з живильною водою й утворюються в самому КА, видаляються із продувальною водою. **Продувка** – безперервне або періодичне видалення з барабана котла або циклона частини котлової води для підтримки в самому солоному відсіку припустимого її солевмісту. Продувка є відмінною рисою в організації водного режиму барабанного КА.

У барабанних парогенераторах з природною і багаторазовою примусовою циркуляцією для виключення можливості утворення накипу необхідно, щоб концентрація солей у воді була нижча за критичну, при якій починається їх випадання з розчину.

Безперервне продування забезпечує рівномірне видалення з парогенератора накопичених розчинених солей і здійснюється з місця найбільшої їх концентрації у верхньому барабані.

Періодичне продування застосовується для видалення **шламу**, що осів в елементах парогенератора, і виконується з нижніх барабанів і колекторів парогенератора через кожні 12-16 год. За певних умов кристалізація деяких солей кальцію й магнію відбувається не на поверхні нагрівання, а в товщі води з утворенням суспензії, яка називається **шламом**.

У прямоточних котлах домішки, які надходять з живильною водою, **не можуть бути** видалені продувкою подібно до барабанних котлів, і відкладаються на стінках поверхонь нагрівання або виносяться з парою до турбіни, тому прямоточні котли потребують високої чистоти живильної води.

Кількість теплоти, яка сприймається робочим тілом в ВП:

$$Q_{ВП} = \frac{D}{B} h_{нп} - h_{жв}^{вих}, \quad (3.2)$$

де $h_{нп}$ – ентальпія насиченої пари.

Пароперегрівачі (ПП) – це теплообмінники трубчастого типу, призначені для перегріву сухої насиченої пари. Такий ПП називається первинним. ПП, який

використовується для перегріву пари, що вже частково відпрацювала в турбіні, називається проміжним пароперегрівачем (ППП).

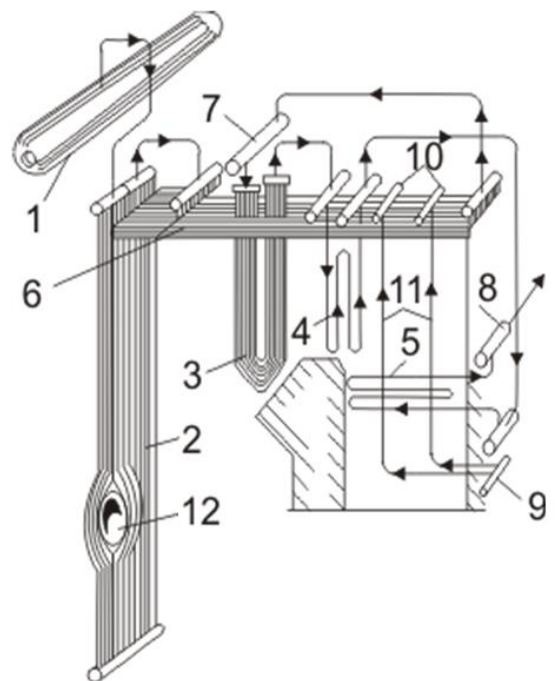
Пароперегрівач один з найвідповідальніших елементів котельного агрегату бо працює в найважчих температурних умовах. Змієвики пароперегрівача та колектори виконуються з вуглецевої сталі.

Залежно від способу теплосприйняття ПП бувають **конвективні, радіаційні, напіврадіаційні або ширмові**. Ці всі апарати змієвикового типу (рис. 3.20).

Температуру перегрітої пари в котлах із тиском до 2,4 МПа не регулюють. При тиску 3,9 МПа і вище температуру регулюють такими способами: упорскуванням конденсату або пари; використанням поверхневих пароохолоджувачів; за допомогою газового регулювання шляхом зміни витрати продуктів згоряння через пароперегрівач або переміщення положення факела в топці за допомогою пальників.

Рис. 3.20. Основні конструктивні елементи пароперегрівачів:

- 1 – барабан;
- 2 – двоходова панель радіаційного настінного топкового перегрівача;
- 3 – підвісні вертикальні напіврадіаційні перегрівальні ширми на виході з топки;
- 4 – конвективний змієвиковий вертикальний перегрівач;
- 5 – горизонтальний конвективний пароперегрівач;
- 6 – стельова трубчаста панель перегрівача;
- 7 – упорскуючий пароохолоджувач;
- 8 – вихідний колектор перегрітої пари;
- 9, 10 – вхідний та вихідний колектори підвісних труб;
- 11 – підвісні труби перегрівача;
- 12 – пальник



Кількість теплоти, яка сприйнята в ПП:

$$Q_{\text{пп}} = \frac{D}{B} (h_{\text{пп}} - h_{\text{нп}}), \quad (3.3)$$

де $h_{\text{пп}}$ – ентальпія перегрітої пари.

При наявності проміжного ПП:

$$Q_{\text{ППП}} = \frac{D_{\text{ППП}}}{B} h_{\text{ППП}}^{\text{ВІХ}} - h_{\text{ППП}}^{\text{ВХ}}, \quad (3.4)$$

де $D_{\text{ППП}}$ – витрата пари проміжного перегріву, кг/год; $h_{\text{ППП}}^{\text{ВХ}}$; $h_{\text{ППП}}^{\text{ВІХ}}$ – ентальпії пари на вході і виході з проміжного пароперегрівача.

При наявності продувки (ПР) із солоного відсіку барабана котла теплота продувки буде дорівнювати:

$$Q_{\text{ПР}} = \frac{D_{\text{ПР}}}{B} (h_{\text{КВ}} - h_{\text{ЖВ}}^{\text{ХВО}}), \quad (3.5)$$

де $D_{\text{ПР}}$ – витрата продувної води з барабана КА, кг/год;

$h_{\text{КВ}}$, $h_{\text{ЖВ}}^{\text{ХВО}}$ – ентальпії води на лінії насичення при тиску в барабані та живильної води на вході до барабану з ХВО.

Рівняння теплового балансу КА

Повнота використання палива в КА визначається коефіцієнтом корисної дії (ККД) КА брутто, який дорівнює відношенню корисно використаної теплоти Q_1 в КА до наявної теплоти згоряння палива Q_p^P :

$$\eta_{\text{КА}}^{\text{брутто}} = \frac{Q_1}{Q_p^P} 100\% \text{ – за прямим балансом.} \quad (3.6)$$

Рівняння теплового балансу складають для працюючого котельного агрегату на підставі результатів його теплового випробування з метою отримання вихідних даних для аналізу ефективності роботи агрегату та визначення його коефіцієнта корисної дії.

Тепловим балансом КА називається рівність між кількістю внесеної теплоти Q_p^P , і сумою корисно використаної теплоти Q_1 й теплових втрат $\sum_{i=2}^6 Q_i$:

$$Q_p^P = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 = Q_1 + \sum_{i=2}^6 Q_i. \quad (3.7)$$

Сума всіх внесених потоків називається наявною теплотою.

Тепловий баланс складається на 1 кг твердого або рідкого і на 1 м³ газоподібного палива для сталого режиму роботи КА.

Якщо Q_P^P прийняти за 100%, то тепловий баланс можна записати у відсотках:

$$100 \% = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = \sum_{i=1}^6 q_i, \quad (3.8)$$

де

$$q_i = \frac{Q_i}{Q_P^P} 100\%.$$

У лівій частині рівняння наявна теплота Q_P^P визначається за формулою:

$$Q_P^P = Q_H^P + Q_{\text{ф.ПАЛ}} + Q_{\text{в.ПОВ}} + Q_{\text{ф}} - Q_K, \quad (3.9)$$

де Q_H^P –нижча теплота згоряння робочого палива;

$Q_{\text{ф.ПАЛ}}$ – фізична теплота палива (враховується якщо паливо підігріте поза КА):

$$Q_{\text{ф.ПАЛ}} = c_{p \text{ ПАЛ}} \cdot t_{\text{ПАЛ}},$$

де $c_{p \text{ ПАЛ}}$ – теплоємність робочої маси палива;

$t_{\text{ПАЛ}}$ – температура палива на вході у топку.

При використанні мазуту його питому теплоємність визначають за формулою, кДж/(кг·°C):

$$c_{p \text{ М}} = 1,74 + 0,0025 \cdot t_{\text{М}},$$

де $t_{\text{М}}$ – температура мазуту, яка дорівнює 110...120 °C.

$Q_{\text{в.ПОВ}}$ – теплота внесена з повітрям, підігрітим поза КА:

$$Q_{\text{в.ПОВ}} = \alpha_T \cdot V^0 \cdot c'_{\text{ПОВ}} \cdot \Delta t_{\text{ПОВ}},$$

де $c'_{\text{ПОВ}}$ – середня об'ємна теплоємність повітря при $p=\text{const}$; при температурах до 300 °C приймають $c'_{\text{ПОВ}} = 1,33$ кДж/(м³ K);

$\Delta t_{\text{ПОВ}} = t_{\text{ПОВ}}^{\Gamma} - t_{\text{ПОВ}}^X$ – різниця температур між підігрітим $t_{\text{ПОВ}}^{\Gamma}$ і холодним повітрям $t_{\text{ПОВ}}^X$;

$Q_{\text{ф}}$ – теплота, внесена парою, яка застосовується для розпилення мазуту:

$$Q_{\text{ф}} = W_{\text{ф}} \cdot (h_{\text{ф}} - 2510),$$

де $h_{\text{ф}}$ – ентальпія пари, кДж/кг;

W_{Φ} – витрата пари на дуття або розпилення, (кг пари)/(кг мазуту);

h_{Φ} – ентальпія пари, кДж/кг,

2510 – теплота пароутворення води, кДж/кг;

Q_K – теплота, що витрачається на розкладання карбонатів (при спалюванні сланців):

$$Q_K = 40,6 \cdot K \cdot (CO_2)_K^P,$$

де K – коефіцієнт розкладання карбонатів. При спалюванні палива в шарі приймається $K=0,7$, при камерному – $K=1$;

$(CO_2)_K^P$ – вміст двоокису вуглецю карбонатів у відсотках робочої маси палива.

В рівнянні не врахована теплота, яка вноситься в топку з гарячим повітрям, бо така ж кількість теплоти віддається продуктами згоряння в повітронагрівачі (рециркуляція теплоти).

Наявна теплота палива Q_R^P у більшості випадків приймається рівною нижчій теплоті його згоряння $Q_R^P = Q_H^P$. Але в ряді випадків враховуються й інші джерела надходження теплоти, якщо вони становлять помітну величину.

При спалюванні газоподібного палива наявна теплота палива складається з тих самих складових з тією особливістю, що нижча теплота згоряння відноситься до сухої маси палива Q_H^C .

Корисно використаною Q_1 називається кількість теплоти, отримана робочим тілом (вода, пара) у КА в розрахунку на 1 кг (m^3) палива, яке спалюється:

$$\begin{aligned} Q_1 = Q_{\text{КОР}} &= Q_{\text{ВЕ}} + Q_{\text{ВП}} + Q_{\text{ПП}} + Q_{\text{ППП}} + Q_{\text{ПР}} = \\ &= \frac{D}{B} h_{\text{ПП}} - h_{\text{ЖВ}}^{\text{ВХ}} + \frac{D_{\text{ППП}}}{B} h_{\text{ППП}}^{\text{ВИХ}} - h_{\text{ППП}}^{\text{ВХ}} + \frac{D_{\text{ПР}}}{B} h_{\text{КВ}} - h_{\text{ЖВ}}^{\text{ХВО}}, \end{aligned} \quad (3.10)$$

де $h_{\text{ПП}}$, $h_{\text{ЖВ}}^{\text{ВХ}}$, $h_{\text{ЖВ}}^{\text{ХВО}}$, $h_{\text{КВ}}$ – ентальпії перегрітої пари, живильної води на вході до економайзера, живильної води на вході до барабану з ХВО, води на лінії насичення при тиску в барабані;

$h_{\text{ППП}}^{\text{ВИХ}}$; $h_{\text{ППП}}^{\text{ВХ}}$ – ентальпії пари на виході і вході з проміжного пароперегрівача, кДж/кг.

Загальна втрата теплоти $\sum Q_i$ складається з суми втрат теплоти (рис. 3. 21).

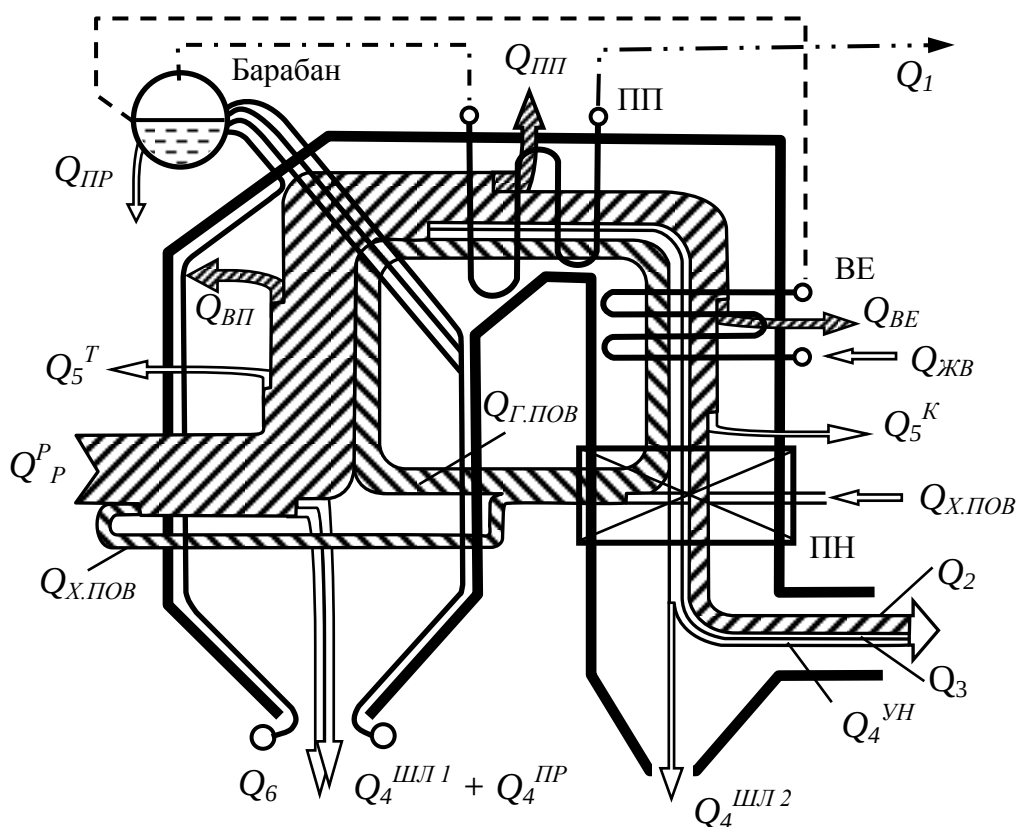


Рис. 3.21 До теплового балансу парового котлоагрегату:
індекси: т – топка; к – конвективний газохід; ун – винесення золи; шл – шлак

$Q_2, q_2 = 4-7 \%$ – втрати з відхідними газами. Виникають через те, що фізична теплота (ентальпія) відхідних газів перевищує теплоту повітря, що надходить у котел. Залежать від обраної температури газів і коефіцієнта надлишку повітря. Збільшення надлишку повітря призводить до збільшення об'єму відхідних газів і, отже, зростанню втрат. Зниження температури відхідних газів на $12-16^\circ\text{C}$ веде до підвищення ККД котельного агрегату приблизно на $1,0 \%$. Температура відхідних газів $120-170^\circ\text{C}$.

$Q_3, q_3 = 0-1,5 \%$ – втрати від хімічної неповноти згоряння (продукти не повного згоряння). Можуть бути наслідком:

- загальної нестачі повітря (α_T),
- поганого сумішоутворення (спосіб спалювання палива, конструкція пальникового пристрою).

$Q_4, q_4 = 0,5-5 \%$ – від механічної неповноти згоряння (для рідкого палива зневажають):

- з шлаками (видалення часток палива заплавлених у шлак, які не згоріли);
- з провалом палива під колосникові решітки;
- з часточками, що виносяться відхідними газами.

$Q_5, q_5 = 0,3-1 \%$ – у навколишнє середовище (від зовнішнього охолодження поверхні КА). Виникають оскільки температура зовнішньої поверхні котла перевищує температуру навколишнього середовища і зменшуються зі зростанням номінальної продуктивності котла D . Для підтримки q_5 у заданих межах необхідно, щоб температура зовнішньої поверхні теплогенератора – його обмуровування не перевищувала 50°C .

$Q_6, q_6 = 0-2 \%$ – втрати з фізичною теплотою шлаків, що видаляються з котельного агрегату.

При спалюванні рідкого палива та газоподібного палива втрати теплоти Q_4 та Q_6 відсутні.

Визначення ККД КА за формулою (3.6) може виявитися недостатньо точним і викликає великі труднощі, бо вимагає виміру великої кількості параметрів, а також масових витрат пари й палива.

Коефіцієнт корисної дії брутто можна визначити, якщо знаємо суму теплових втрат при його роботі, тобто **методом зворотного балансу**.

ККД брутто за зворотним балансом:

$$q_1 = 100 - \sum_{i=2}^6 q_i = \eta_{КА}^{\text{брутто}} \quad (3.11)$$

ККД нетто визначається відрахуванням із ККД брутто втрат на власні потреби КА $Q_{\text{в.пот}}$:

$$\eta_{КА}^{\text{нетто}} = \eta_{КА}^{\text{брутто}} - \frac{Q_{\text{в.пот.}}}{BQ_H^P} 100 \% \quad (3.12)$$

Контрольні запитання

1. Назвіть види енергетичного палива. Яке з них має найбільшу калорійність?
2. Що таке умовне паливо?
3. Як класифікується органічне паливо за агрегатним станом?
4. Які Ви знаєте види штучного палива?
5. Назвіть елементи твердого палива, що входять до складу зовнішнього баласту.
6. Перерахуйте елементи твердого палива, що входять до складу внутрішнього баласту палива.
7. За якими ознаками класифікується тверде паливо?
8. Які горючі елементи містить тверде паливо?
9. Дайте визначення поняттю «горіння органічного палива».
10. Які особливості спалювання рідкого палива вам відомі?
11. Які особливості спалювання газоподібного палива вам відомі?
12. За якими ознаками можна класифікувати парові котли?
13. У чому відмінність понять «паровий котел» і «котельна установка»?
14. Назвіть тракти котельної установки.
15. Які елементи котельного агрегату відносяться до низькотемпературних поверхонь нагрівання?
16. Дати характеристику високотемпературних поверхонь нагрівання.
17. Які типи пароперегрівачів використовуються в котельних агрегатах?
18. Для чого використовуються водяні економайзери та повітрянагрівачі?
19. Перерахуйте типи топкових пристроїв.
20. За допомогою яких пристроїв відбувається спалювання газоподібного палива?
21. Перерахуйте основні типи шарових топків.
22. Які пальники використовуються при спалюванні пилоподібного твердого палива?
23. Що включають в себе поняття «повітряний» і «газоповітряний» тракти котла?
24. З яких поверхонь нагріву складається паровий котел?
25. За рахунок чого створюється рушійна сила природної циркуляції? Чи буде зберігатися циркуляція води після припинення горіння палива?
26. Чим відрізняється примусова циркуляції теплоносія від природної?

27. За рахунок чого здійснюється рух середовища в контурах барабанних котлів?
28. Які області застосування барабанних котлів з природною циркуляцією?
29. Перерахуйте переваги і недоліки прямоточного котла.
30. Перерахуйте основні технічні характеристики барабанних і прямоточних котлів.
31. Які технічні вимоги пред'являються до парового котла?
32. Дати характеристику котлів, що працюють на твердому паливі.
33. У чому полягає підготовка до спалювання твердого палива?
34. Дати характеристику котлів, що використовують газ.
35. Назвіть основні конструктивні елементи парового котла. Вкажіть особливості теплообміну в них.
36. Чим обумовлені втрати теплоти в котельному агрегаті?
37. Наведіть формулу для визначення ККД парового котла за прямим балансом.
38. Наведіть рівняння для визначення ККД котла бруто методом зворотного балансу.

4. ПАРОТУРБІННІ УСТАНОВКИ

Сучасна стаціонарна енергетика базується здебільшого на паротурбінних установках (ПТУ). Продукти згоряння палива в ПТУ є проміжним теплоносієм (на відміну від ГТУ та ДВЗ), а робочим тілом (теплоносієм) слугує пара будь-якої рідини, найчастіше водяна пара [6]. Такі установки використовуються на теплових електростанціях, потужність електрогенераторів на яких досягає 800 МВт.

Процеси отримання роботи у цих установках більш складні. Хімічна енергія палива при його спалюванні перетворюється на внутрішню енергію продуктів згоряння, яка потім у вигляді теплоти передається воді та парі, тобто збільшується кінетична енергія робочого тіла. Потім кінетична енергія пари перетворюється на механічну енергію парової турбіни, а далі зазвичай – на електричну енергію в електрогенераторі.

За основний цикл у паротурбінній установці прийнято ідеальний цикл Ренкіна. У цьому циклі здійснюється повна конденсація робочого тіла в конденсаторі, внаслідок чого замість громіздкого малоефективного компресора для подачі води в котел застосовують живильний водяний насос, який має малі габарити та високий ККД. Крім того, в циклі Ренкіна можливе застосування перегрітої пари, що дозволяє підвищити температуру підведення теплоти і тим самим збільшити термічний ККД циклу.

4.1. Парові турбіни

Паровими турбінами (ПТ) називаються парові двигуни, призначені для перетворення потенціальної енергії тиску пари в кінетичну енергію потоку з подальшим перетворенням її в механічну енергію обертання ротора парової турбіни для приводу електричного генератора (отримання електричної енергії).

Сукупність власне ПТ і її допоміжного устаткування забезпечує її роботу і називається паротурбінною установкою.

Таке складне перетворення енергії здійснюється на:

- 1) нерухомих соплових апаратах (соплових решітках) ;
- 2) на рухомих робочих лопатках – робочих решітках;

Робочі лопатки встановлюються на дисках, які закріплюються на валу (рис. 4.1).

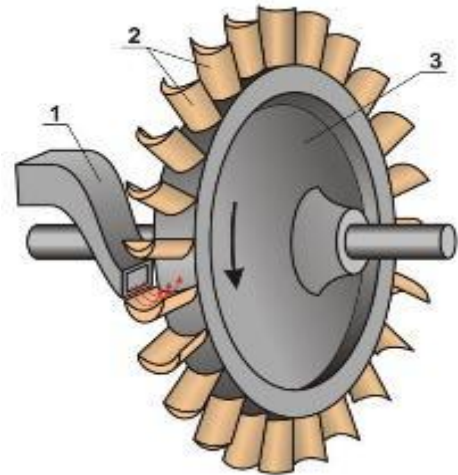


Рис. 4.1. Аксиальна турбіна:

1 – сопло; 2 – лопатки; 3 – диск з валом

Принцип роботи парової турбіни

Пара при виході із соплових решіток розширюється і отримує певну швидкість, тобто відбувається перетворення потенціальної енергії тиску в кінетичну енергію потоку. Потік пари, потрапляючи в увігнуті канали робочих лопаток, змінює напрям. В результаті зміни траєкторії потоку виникає механічне зусилля за рахунок різниці тисків, що приводить до обертання колеса.

Якщо турбіна має одну соплову і робочу решітку, то турбіна **одноступенева**.

Якщо вона складається з декількох робочих і соплових решіток, то вона **багатоступенева**.

Сукупність всіх соплових і робочих решіток утворюють проточну частину турбіни. Якщо перетворення енергії починається і закінчується тільки на соплових решітках – турбіна **активна**.

Якщо перетворення здійснюється на соплових і робочих решітках – турбіна **реактивна**.

Якщо напрям руху потоку пари співпадає з віссю турбіни, то така турбіна називається **аксіальною**.

Якщо напрям руху потоку пари перпендикулярний осі турбіни, то турбіна називається **радіальною**.

Класифікація парових турбін

I. За призначенням

1. Енергетичні, призначені для приводу електричного генератора. Характерною їх особливістю є робота з $n = \text{const} = 3000$ об/хв., щоб отримати $f = 50$ Гц.
2. Промислові ПТУ, призначені для приводу потужних повітродувних машин і насосів. Особливість: можуть змінювати число обертів $n = (0,6-1,0)n_{\text{ном}}$ та потужність $N = (0,6-0,75) N_{\text{ном}}$.
3. Транспортні ПТУ.
4. Допоміжні ПТУ.

Для приводу допоміжного устаткування, живильних насосів на теплоелектростанціях (ТЕС).

II. За характером теплового процесу

Турбіни поділяються на конденсаційні турбіни (тип **К**) та теплофікаційні (типи: **Т, П, ПТ, Р, ПР**).

1. Конденсаційні турбіни – тип **К** (рис. 4.2).

Призначені для виробництва тільки електричної енергії. Встановлюються на потужних ТЕС.

Наприклад, турбіна К-800-240:

К - 800 - 240 – турбіна обладнана конденсатором
тип N, МВт $p_0 = 24$ МПа (240 кгс/см^2).

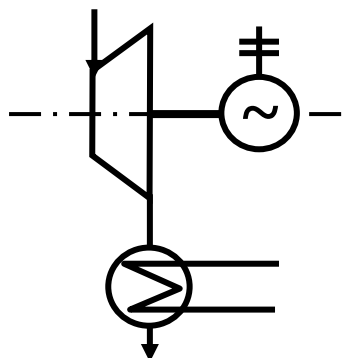


Рис. 4.2. Схема підключення парової турбіни типу К до конденсатора та електрогенератора

Виконуються з нерегульованими відборами пари, призначеними для підігріву живильної води. Регульованим називається відбір пари, параметри якого підтримуються у заданих межах незалежно від умов роботи турбіни. Регульований відбір пари з турбіни, який використовується для постачання споживачів тепловою енергією, називається теплофікаційним.

2. Теплофікаційні турбіни.

Призначені для комбінованого виробництва теплоти і електроенергії в одному агрегаті.

Турбіни типу Т – теплофікаційні (з конденсатором) при низькому тиску у відборі, призначені для покриття опалювальних навантажень (рис. 4.3).

Т-100-130/565 – турбіна теплофікаційна (з конденсатором) для опалювальних навантажень номінальною потужністю 100 МВт, параметри пари перед турбіною: $p_0=13$ МПа, $t_0= 565$ °С.

Т-110/120-130; 110 МВт – номінальна потужність; 120 МВт – максимальна потужність.

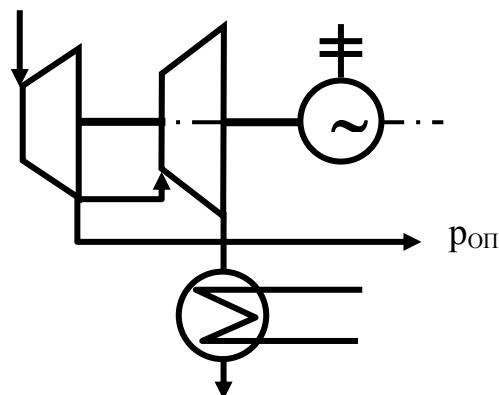


Рис. 4.3. Схема підключення парової турбіни типу Т до конденсатора, теплового споживача та електрогенератора

Номінальна потужність турбіни – це найбільша потужність, яку турбіна повинна тривало розвивати при номінальних величинах основних параметрів або при їх зміні у вказаних межах.

Турбіни типу П – теплофікаційні (з конденсатором) при тиску пари у відборах 0,8-1,8 МПа, призначені для покриття промислових навантажень (рис. 4.4).

П-6-35/5 – турбіна з конденсатором потужністю 6 МВт, параметри пари перед турбіною: $p_0=3,5$ МПа, $t_0= 435$ °С, тиск пари у відборі: $p_{пр}=0,5$ МПа.

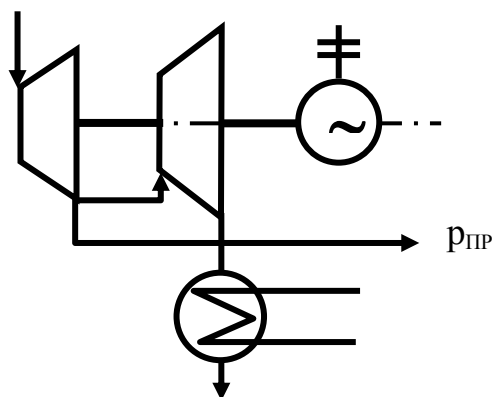


Рис. 4.4. Схема підключення парової турбіни типу П до конденсатора, теплового споживача та електрогенератора

Турбіна типу ПТ:

$$p_{\text{ПР}} > p_{\text{ОП}}$$

Для одночасного обслуговування двох теплових споживачів з різними параметрами. Має опалювальний та промисловий відбори (рис. 4.5).

ПТ-50-130/7 – турбіна з двома регульованими відборами пари (з конденсатором) потужністю 50 МВт, параметри пари перед турбіною: $p_0 = 13$ МПа, $t_0 = 565$ °С, номінальний тиск пари у промисловому відборі $p_{\text{ПР}} = 0,7$ МПа.

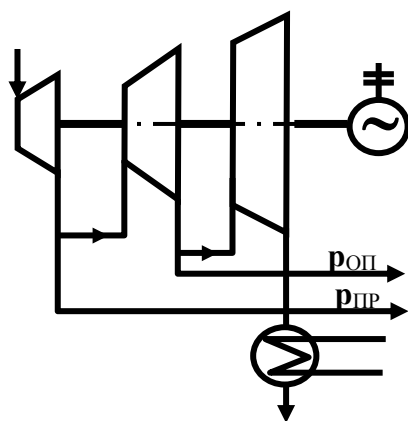


Рис. 4.5. Схема підключення парової турбіни типу ПТ до конденсатора, теплових споживачів та електрогенератора

Турбіна типу Р.

Теплофікаційні турбіни, у яких вся пара відводиться до споживача з тиском $p_{\text{П}} > p_{\text{АТМ}}$ називається турбіною з протитиском (рис. 4.6).

Р-6-35/10- турбіна з протитиском потужністю 6 МВт, тиск пари перед турбіною: $p_0=3,5$ МПа, у протитиску $p_{\Pi}=1$ МПа.

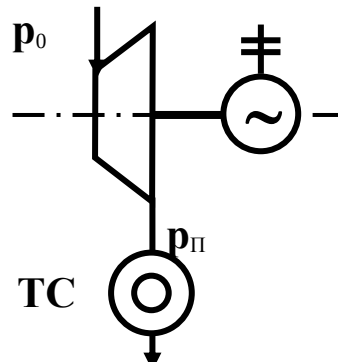


Рис. 4.6. Схема підключення парової турбіни типу Р до теплового споживача та електрогенератора

Турбіна типу ПР.

ПР-12-90/15-7 – турбіна з протитиском і регульованим промисловим відбором (ПР) потужністю 12 МВт, тиск пари перед турбіною $p_0=9$ МПа, тиск у відборі $p_{\Pi P}=1,5$ МПа, в протитиску $p_{\Pi}=0,7$ МПа (рис. 4.7).

Турбіни Р і ПР працюють в зоні постійних теплових навантажень на підприємствах цілорічно.

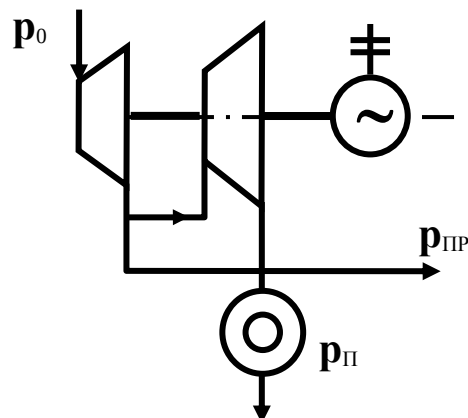


Рис. 4.7. Схема підключення парової турбіни типу ПР до теплових споживачів та електрогенератора

III. За параметрами пари

- 1) турбіни з докритичним тиском $p_0 < 24$ МПа;
- 2) турбіни з надкритичним тиском $p_0 > 24$ МПа.

IV. За числом годин роботи

- 1) базові – $\tau > 7000$ годин/рік;
- 2) пікові – $\tau < 2000$ годин/рік;
- 3) напівпікові не працюють в свята і нічний час.

V. За конструкцією

- 1) одноциліндрові (всі ступені в одному циліндрі);
- 2) багатоциліндрові (три циліндра) (рис. 4.8):
 - ЦВТ – циліндр високого тиску;
 - ЦСТ – циліндр середнього тиску;
 - ЦНТ – циліндр низького тиску).

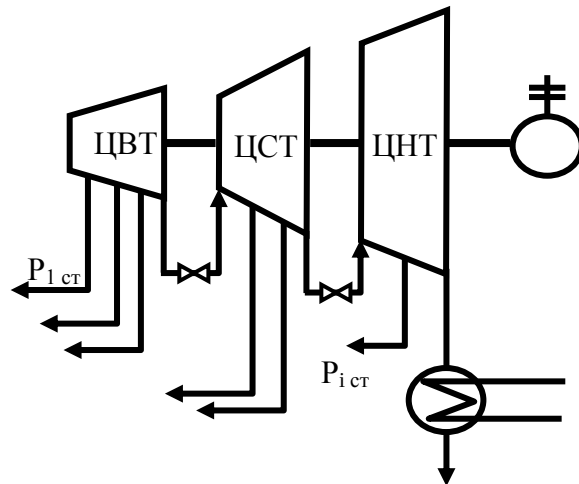


Рис. 4.8. Схема підключення багатоциліндрової парової турбіни типу К до конденсатора, регенеративних підігрівачів та електрогенератора

Енергетичні показники і характеристики ПТ.

Розглянемо процес розширення пари в ідеальній турбіні на h - s діаграмі (рис.4.9). В оборотному адіабатному процесі розширення пари приріст кінетичної енергії визначається різницею ентальпій в кінці і на початку розширення:

Наявний теплоперепад:

$$H_0 = h_0 - h_{1\text{АД}}.$$

В реальній турбіні через втрати енергії, процес розширення йде по необоротній адіабаті.

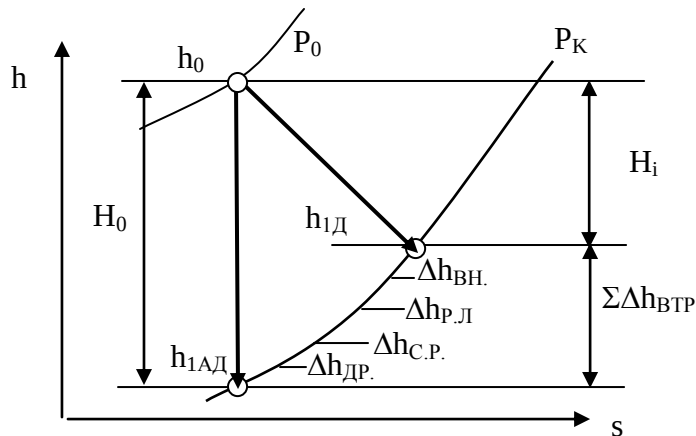


Рис. 4.9. Процес розширення пари в ідеальній і реальній турбінах

Всі втрати в реальній турбіні поділяються на 2 групи:

1. **Зовнішні втрати** – втрати, які не впливають на процес розширення пари (втрати в оточуюче середовище, втрати на тертя в підшипниках, втрати в системі регулювання та ін.).

2. **Внутрішні втрати** – втрати, які впливають на процес розширення пари:

а) втрати на дроселювання в системі паровпуску (це великі втрати, оскільки $\Delta h_{\text{ДР}} - (0,03-0,05) h_0$;

Дроселювання – падіння тиску пари при проходженні через дросель - місцевий гідродинамічний опір (звуження, вентиль, кран).

б) втрати енергії на тертя $\Delta h_{\text{С.Р.}}$, $\Delta h_{\text{Р.Л.}}$ – в соплових решітках і робочих лопатках;

в) втрати з вологістю пари; втрати на тертя і вентиляцію дисків турбіни; втрати на перетікання пари;

г) втрати у вихлопному патрубку, з вихлопною швидкістю.

д) втрати, які пов'язані з якістю виготовлення лопаток і кутом їх встановлення (кут атаки).

Тоді наявний теплоперепад:

$$H_0 = H_i + \Sigma \Delta h_{\text{ВТР}},$$

де $H_i = h_0 - h_{1Д}$ – використаний теплоперепад. $H_i < H_0$.

Сума втрат дорівнює:

$$\Sigma \Delta h_{\text{ВТР}} = \Delta h_{\text{ДР}} + \Delta h_{\text{С.Р.}} + \Delta h_{\text{Р.Л.}} + \Delta h_{\text{ВН}},$$

де $\Delta h_{\text{ВН}}$ – інші внутрішні втрати.

В цьому випадку відбувається збільшення ентальпії внаслідок нагрівання пари за рахунок її тертя в лопатках турбіни:

$$h_{1Д} > h_{1АД}.$$

Відносний внутрішній ККД турбіни:

$$\eta_{0i} = \frac{H_i}{H_0}.$$

Характеризує роботу проточної частини турбіни (технічна частина турбіни) і враховує всі внутрішні втрати, які мають місце в турбіні.

Багатоступеневі турбіни

Всі великі турбіни роблять багатоступеневими, вони являють собою з'єднання послідовно розташованих ступеней тиску. В кожній ступені використовується невелика частина загального перепаду ентальпії, яка перетворюється в роботу і відбуваються такі ж процеси перетворення енергії, як і в одноступеневій. Ступені об'єднуються в циліндри.

Сучасні заводи випускають турбіни: одно-, дво- і трициліндрові. В кожному циліндрі від 8 до 12 ступенів.

Багатоступеневі турбіни характеризуються підвищеною економічністю, яка обумовлена (рис. 4.10):

- 1) можливістю організації регульованих відборів пари, параметри яких підтримуються в заданих межах незалежно від умов роботи турбіни за допомогою регулюючого пристрою;

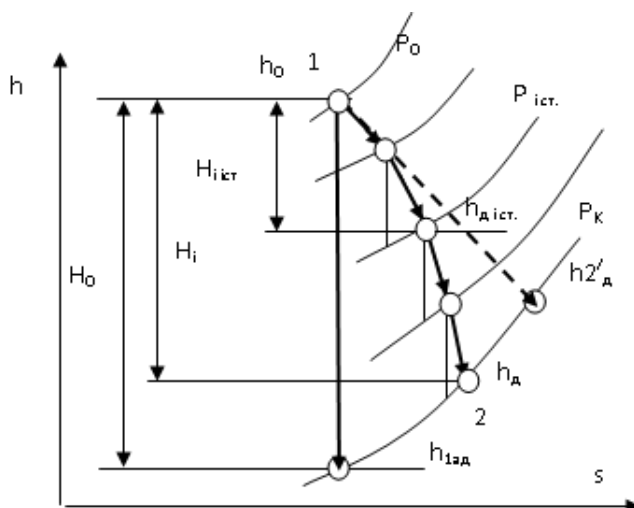


Рис. 4.10. Перепад ентальпій в багатоступеневій паровій турбіні

- 2) зниженням втрат з вихлопною швидкістю;
- 3) можливістю використання невикористаної енергії в попередній ступені, подальшою ступенню.

Показники ефективності парових турбін

Показники ефективності парових турбін зображені на рис. 4.11.

N_0 – теоретична потужність ідеальної турбіни – $N_0 = DH_0$ [N] = кДж/с = кВт;

N_i – внутрішня потужність реальної турбіни – $N_i = DH_0 \eta_{0i}$;

$$\eta_{0i} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{N_i}{N_0} \text{ – відносний внутрішній ККД турбіни;}$$

$N_E = DH_0 \eta_{0i} \eta_M = N_i - \Delta N_M$ – ефективна потужність, яка передається на вал приводної машини;

$$\eta_{0E} = \frac{N_E}{N_0} = \eta_{0i} \cdot \eta_M \text{ – відносний ефективний ККД;}$$

ΔN_M – механічні втрати в турбіні;

$$\eta_M = \frac{N_E}{N_i} \text{ – механічний ККД.}$$

$N_{EL} = DH_0 \eta_{0i} \eta_M \eta_G = N_E - \Delta N$ – електрична потужність генератора, яка віддається споживачу;

ΔN_G – механічні втрати в генераторі;

$$\eta_G = \frac{N_{EL}}{N_E} \text{ ККД генератора;}$$

$$\eta_{0EL} = \frac{N_{EL}}{N_0} = \eta_{0i} \cdot \eta_M \cdot \eta_G \text{ – відносний електричний ККД;}$$

Абсолютний термічний ККД ідеального паротурбінного циклу:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h'_2) - (h_2 - h'_2)}{h_1 - h'_2} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2} = \frac{H_0}{q_1} = \frac{H_0 D}{q_1 D} = \frac{N_0}{Q_1}.$$

$\overline{q_1(Q_1)}$ – абсолютний ККД.

$\overline{H_0(N_0)}$ – відносний ККД.

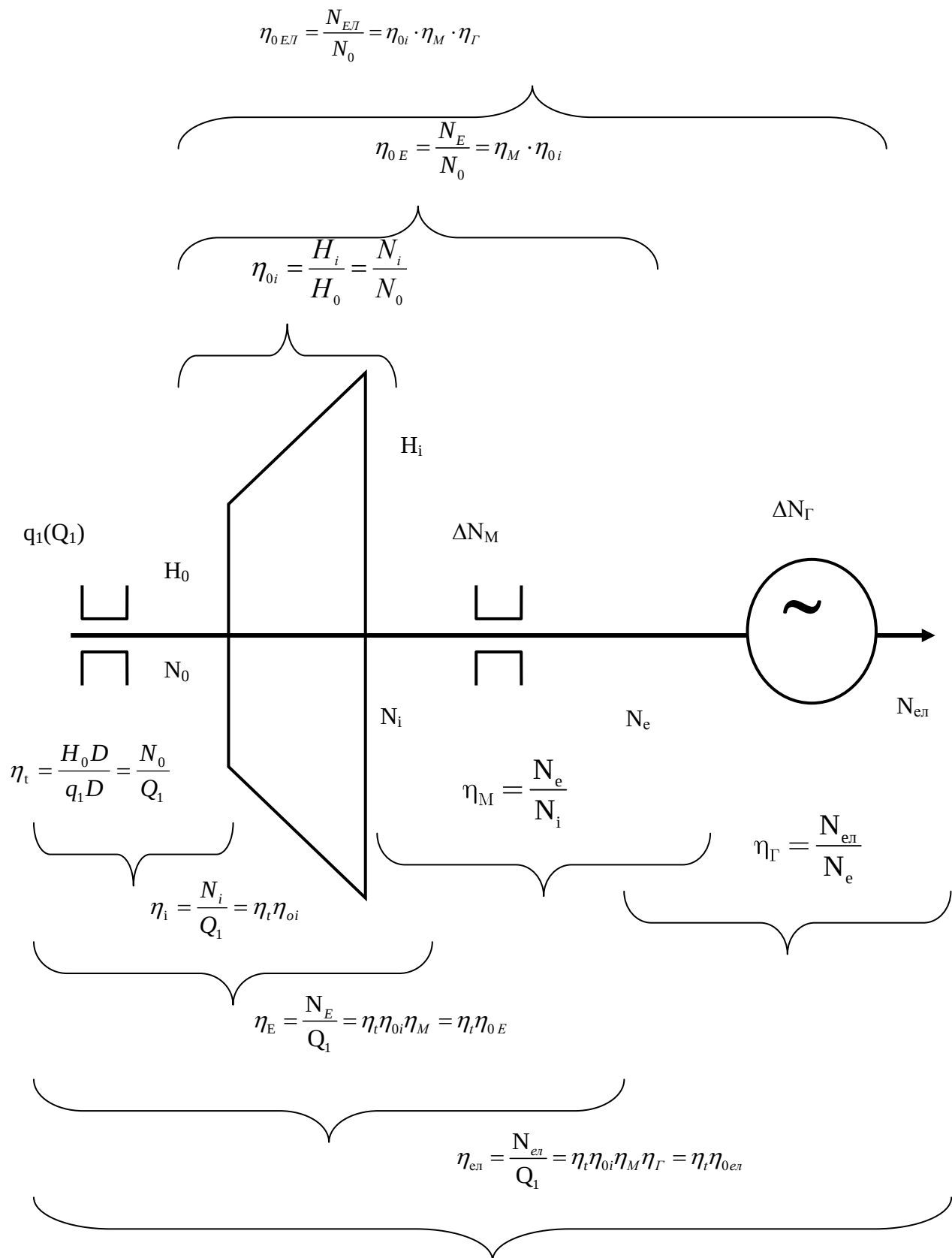


Рис. 4.11. Показники ефективності парових турбін

Абсолютні ККД (включаючи η_i) характеризують ефективність перетворення теплоти в роботу у циклі ПТУ та враховують втрати теплоти у холодному джерелі (у конденсаторі) (табл. 4.1).

Відносні ККД (включаючи η_M , η_G , а також η_{KA} та η_{TP} – ККД транспортування водяної пари) характеризують ступінь досконалості відповідних елементів електростанцій.

Таблиця 4.1. ККД парової турбіни

ККД	Відносний	Абсолютний	Потужність
Ідеальної турбіни	1	η_i	$N_0 = DH_0$
Внутрішній	η_{oi}	$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}$	$N_i = DH_i = DH_0 \eta_{oi}$
Ефективний	$\eta_{OE} = \eta_{oi} \eta_M$	$\eta_E = \eta_t \eta_{OE}$	$N_E = DH_0 \eta_{OE}$
Електричний	$\eta_{0EL} = \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_G$	$\eta_{EL} = \eta_t \eta_{0EL}$	$N_{EL} = DH_0 \eta_{0EL}$

4.2. Енергетичні баланси ПТУ

Енергетичний баланс парогенератора

$$B \cdot Q_H^P \cdot \eta_{KA} = D \cdot q_1 \quad (4.1)$$

D – витрата пари (кг/с);

q_1 – питома підведена корисна теплота (кДж/кг);

B – витрата палива (кг/с);

Q_H^P – теплота згоряння палива;

η_{KA} – ККД котельного агрегату.

Енергетичний баланс турбіни (теплового двигуна)

$$D \cdot I \cdot \eta_{0,EL} = N_{EL} \quad (4.2)$$

$$\eta_{0,EL} = \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

Об'єднаний енергетичний баланс установки

З рівняння (4.2) знайдемо витрату пари:

$$D = \frac{N_{ЕЛ}}{l \cdot \eta_{0ЕЛ}} \quad (4.3)$$

підставимо в (4.1):

$$B \cdot Q_H^P \cdot \eta_{КА} = \frac{N_{ЕЛ} \cdot q_1}{l \cdot \eta_{0ЕЛ}}.$$

Оскільки $\frac{q_1}{l} = \frac{1}{\eta_t}$, отримаємо:

$$B \cdot Q_H^P \cdot \eta_{КА} = \frac{N_{ЕЛ}}{\eta_{0ЕЛ} \cdot \eta_t}.$$

Звідси:

$$B \cdot Q_H^P \cdot \eta_{КА} \cdot \eta_{0ЕЛ} \cdot \eta_t = N_{ЕЛ} \quad \text{або} \quad B \cdot Q_H^P \cdot \eta_{УСТ} = N_{ЕЛ}, \quad (4.4)$$

де $\eta_{УСТ} = \eta_{КА} \cdot \eta_{0ЕЛ} \cdot \eta_t$ – к.к.д ПТУ

На базі енергетичних балансів ПТУ знаходять наступні питомі характеристики:

а) питома витрата пари:

$$d = \frac{D}{N_{ЕЛ}} = \frac{1}{l \cdot \eta_{0ЕЛ}} = \frac{1}{(h_1 - h_2) \cdot \eta_{0ЕЛ}} \left[\frac{\text{кг пари}}{\text{кДж}} \right]; \quad d = \frac{3600}{(h_1 - h_2) \cdot \eta_{0ЕЛ}} \left[\frac{\text{кг пари}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right];$$

б) питома витрата палива:

$$b = \frac{B}{N_{ЕЛ}} = \frac{1}{Q_H^P \cdot \eta_{УСТ}} \left[\frac{\text{кг палива}}{\text{кДж}} \right] = \frac{3600}{Q_H^P \cdot \eta_{УСТ}} \left[\frac{\text{кг палива}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right];$$

в) питома витрата теплоти:

$$q_e = \frac{B Q_H^P}{N_{ЕЛ}} = \frac{1}{\eta_{УСТ}}. \quad [\text{Дж/Дж}] \quad \text{або} \quad [\text{кВт/кВт}].$$

4.3. Способи підвищення теплової ефективності ПТУ

Термічний ККД циклу Ренкіна не перевищує 40-45 %. В реальних установках частка теплоти, яка корисно використовується, ще менше через втрати, пов'язані з внутрішньою необоротністю термодинамічних процесів. У зв'язку з цим були запропоновані різні способи підвищення теплової ефективності паросилових установок [6]:

1. Без зміни схеми установки:

- зміна початкових і кінцевих параметрів пари.

2. Зі зміною схеми установки:

- вторинний перегрів пари (цикл з проміжним перегрівом пари);
- попередній підігрів живильної води за рахунок відпрацьованої в турбіні пари (регенеративний цикл);
- комбіноване використання теплоти (цикл теплофікації).

Для порівняння ефективності циклів Ренкіна з різними параметрами робочого тіла використовують поняття еквівалентного циклу Карно, ККД якого визначають за формулою:

$$\eta_t^{EKB} = 1 - \frac{T_{m2}}{T_{m1}}.$$

З поняття еквівалентного циклу Карно виходить, що із збільшенням середньої термодинамічної температури підведення теплоти в циклі T_{m1} і зменшенням T_{m2} - середньої термодинамічної температури відведення теплоти термічний ККД будь-якого циклу підвищується.

Збільшення середньої температури T_{m1} в процесі підведення теплоти в циклі Ренкіна можливе шляхом підвищення початкового тиску пари або температури перегріву t_1 .

I. Збільшення початкового тиску p_0

Розглянемо два цикли Ренкіна, які відрізняються між собою тільки початковим тиском, підвищення якого обумовлює зростання температури насичення з T_H до T/H , що підвищує T_{m1} до $T/m1$ і веде до зростання ККД $\eta/t > \eta_t$ (рис. 4.12).

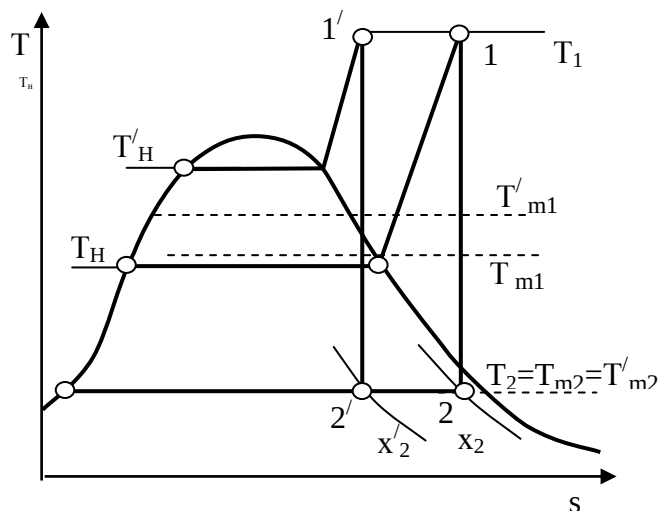


Рис. 4.12. Цикли Ренкіна з різними початковими тисками та однакою температурою перегрітої пари

Зі збільшенням тиску пари підвищуються вимоги до якості металу; збільшується його витрата; дорожчає установка; зменшується ступінь сухості пари ($x/2 < x_2$) і краплі води, що виділяються в останніх ступенях турбіни, викликають механічне спрацювання (ерозію) робочих лопаток і знижують загальний ККД турбіни.

II. Підвищення початкової температури перегрітої пари T_1

На рисунку 4.13 показано два цикли Ренкіна, що відрізняються між собою лише початковою температурою перегрітої пари T_1 з процесом розширення пари 1-2 та температурою T'_1 з процесом розширення 1'-2.

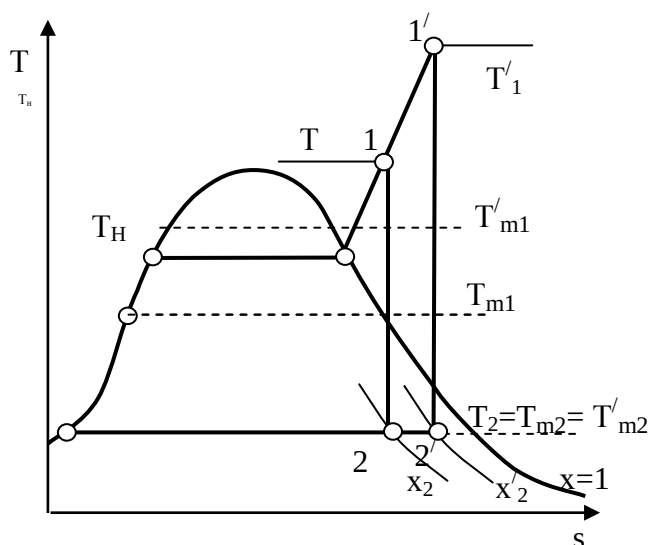


Рис. 4.13. Цикли Ренкіна з різними температурами перегрітої пари

При підвищенні температури перегрітої пари ($T'_1 > T_1$) також збільшується середня температура в процесі підведення теплоти ($T'_{m1} > T_{m1}$). При однаковій T_{m2} , яка дорівнює T_H при p_2 і $T'_{m1} > T_{m1}$ $\eta'_t > \eta_t$.

Проте границя підвищення температури пари обмежується жароміцністю металу. Збільшення температури перегріву пари дає помітне зростання кінцевого ступеня сухості пари ($x'_2 > x_2$), що позитивно впливає на роботу турбіни.

У зв'язку з цим найсприятливіші результати досягаються при одночасному підвищенні тиску p_1 і температури t_1 , тобто при використанні пари високих початкових параметрів (рис. 4.14).

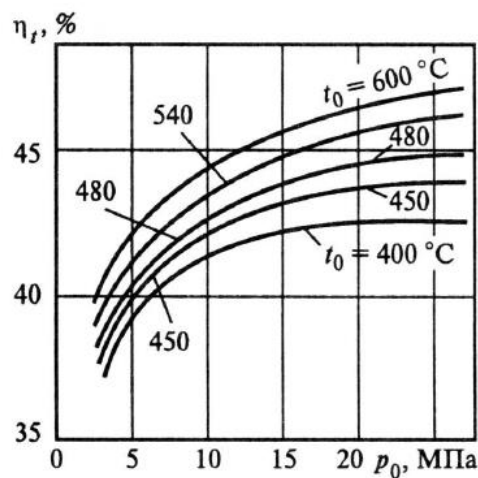


Рис. 4.14. Залежність ККД циклу Ренкіна від початкових параметрів перегрітої пари

III. Зниження тиску в конденсаторі

Зміна тиску p_2 одночасно викликає зміну T_2 . На рисунку 4.15 показано два цикли Ренкіна, що відрізняються між собою лише величинами кінцевих параметрів: $p'_2 < p_2$, звідки $T'_2 < T_2$, тоді $T'_{m2} < T_{m2}$, а $\eta'_t > \eta_t$.

Зниження середньої термодинамічної температури T_{2m} в процесі відведення теплоти обмежується температурою навколишнього середовища, яке практично є теплоприймачем в теплосилових установках. Якщо виходити з температурних умов навколишнього середовища (повітря, вода річок і озер), то низька температура в циклі може бути 20-30 °C, що відповідає для водяної пари кінцевому тиску $p_2 = 2,4-4,3$ кПа.

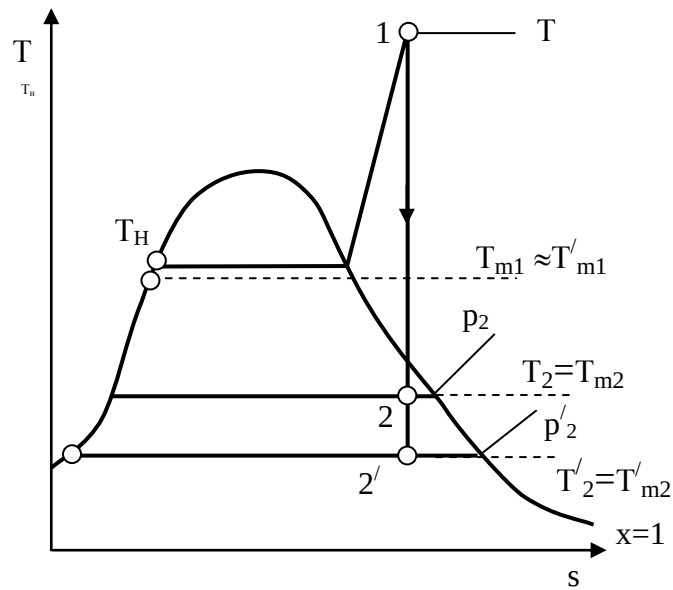


Рис. 4.15. Цикли Ренкіна з різними тисками в конденсаторі (на виході з турбіни)

Таким чином, для збільшення термічного ККД циклу Ренкіна необхідно підвищувати початкові параметри пари p_1 , t_1 і знижувати кінцевий тиск (температуру) пари p_2 . Оскільки збільшити η_t за рахунок зменшення $p_2(t_2)$ неможливо, практично цієї мети можна досягти тільки шляхом збільшення p_1 , t_1 . Оптимальні параметри циклу вибираються на підставі техніко-економічних розрахунків; при цьому враховуються такі чинники, як зменшення габаритних розмірів, металоємність, безпека роботи та ін.

Цикл з проміжним перегрівом пари

Щоб уникнути підвищення вологості понад допустиме значення застосовують *вторинний або проміжний перегрів пари* (рис. 4.16). Суть його полягає в тому, що пара після розширення в перших ступенях турбіни в ЦВТ до тиску $p_{ппп}$ (процес 1-2^{*}) піддається вторинному перегріву при постійному тиску $p_{ппп}$ в проміжному пароперегрівачі до температури $T_{1'}$ (процес 2^{*}-1'); потім пара надходить в ступені ЦНТ, де відбувається її розширення (процес 1' - 2) до тиску в конденсаторі p_2 .

В результаті вторинного перегріву ступінь сухості пари збільшується від x'_2 до x_2 , що покращує роботу проточної частини турбіни. Одночасно з цим

підвищується термічний ККД циклу, якщо тиск і температуру проміжного перегріву підібрати так, щоб середня температура в процесі перегріву $2^* - 1'$ була вище за середню температуру підведення теплоти в циклі з одним перегрівом.

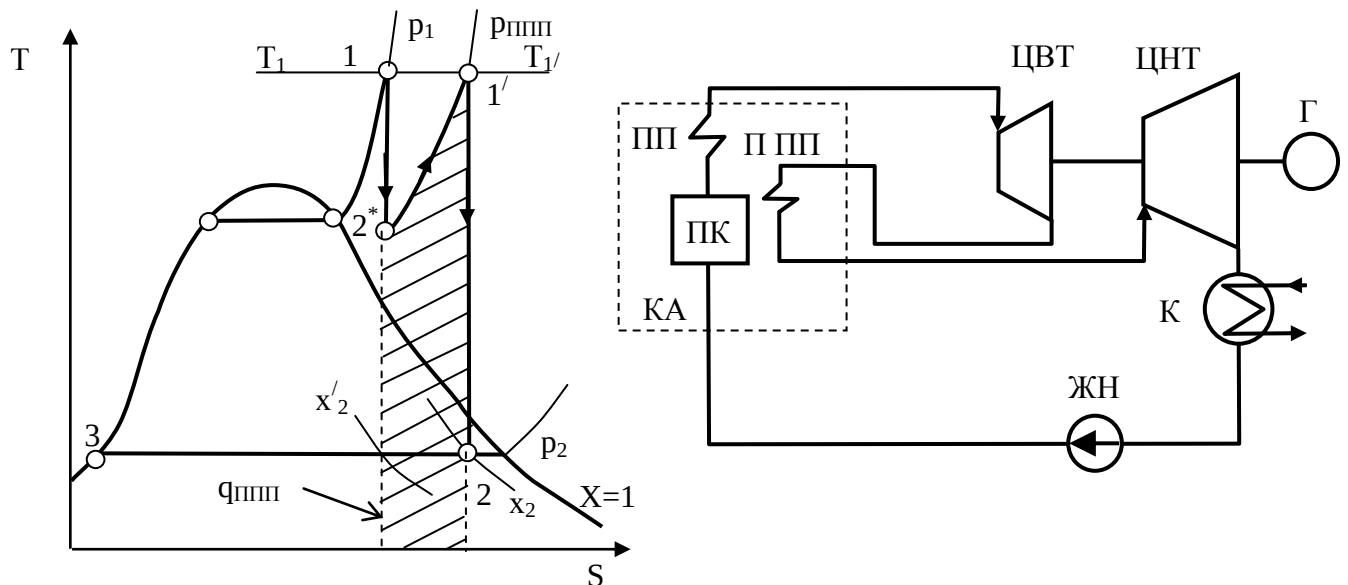


Рис. 4.16. Схема і цикл ПТУ з проміжним перегрівом пари

Підведена питома теплота:

$$q_{11111} = q_1 + q_{1111} = (h_1 - h'_2) + (h_{1'} - h_{2*}).$$

Питома робота циклу:

$$l = (h_1 - h_{2*}) + (h_{1'} - h_2).$$

Термічний ККД циклу з одним проміжним перегрівом:

$$\eta_{t1111} = \frac{l}{q_{11111}} = \frac{(h_1 - h_{2*}) + (h_{1'} - h_2)}{(h_1 - h'_2) + (h_{1'} - h_{2*})}.$$

Оптимальне значення тиску вторинного перегріву пари p_{1111} обирають за максимальним значенням ККД, яке зазвичай становить 20-40 % від початкового тиску.

Введення вторинного перегріву пари в циклі ПТУ дозволяє збільшити його ККД на 2-5 % в порівнянні з циклом Ренкіна, що має такі ж початкові і кінцеві параметри пари.

Кількість проміжних перегрівів на практиці не більше двох, оскільки кожна додаткова ступень перегріву пов'язана з втратою тиску пари, додатковою вартістю і ускладненням установки.

Цикл ПТУ з регенеративним підігрівом живильної води

Регенеративним підігрівом живильної води (РПЖВ) називається процес підігріву живильної води парою, яка частково відпрацювала в турбіні і виконала в ній роботу.

Особливість його полягає в тому, що конденсат після конденсатора з температурою $t_2 = 28-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, перш ніж поступити в паровий котел, підігрівається в спеціальних теплообмінниках П1...П3 парою, відібраною з проміжних ступенів турбіни (рис. 4.17). За рахунок відборів зменшується (на 30-40 %) витрата пари в конденсаторі, що призводить до зниження втрат теплоти з охолоджуючою водою.

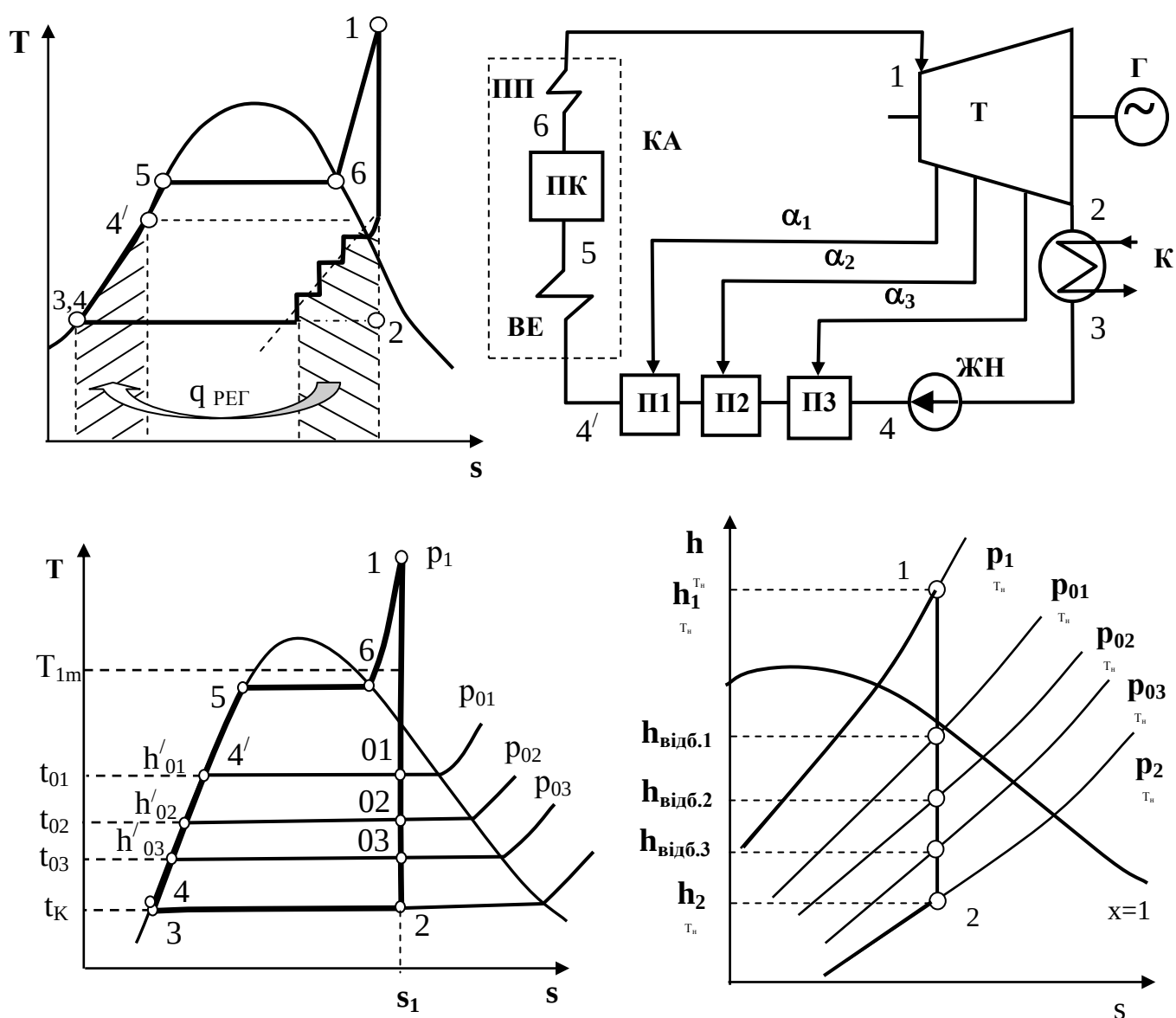


Рис. 4.17. Схема і цикл ПТУ з регенеративним підігрівом живильної води

Кількість пари, що відбирається з відборів, залежить насамперед від температури, до якої може бути підігрітий конденсат турбіни. Чим вище параметри пари перед турбіною, тим більший інтервал температури підігріву конденсату і більший ефект від застосування схеми з регенеративним підігрівом. Зазвичай на електростанціях середніх параметрів температура живильної води в межах $150\div 170\text{ }^{\circ}\text{C}$; при високих тисках – у межах $225\div 275\text{ }^{\circ}\text{C}$ (при номінальному навантаженні та номінальних параметрах пари перед турбіною).

При підігріві води за рахунок ступеневого відбору теплоти пари в процесі його розширення, можна реалізувати ідею регенеративного циклу Карно для ділянки циклу в області насиченої пари. Збільшуючи число відборів до нескінченності (граничний регенеративний цикл), процес розширення можна наблизити до штрихової кривої, яка буде еквідистантною кривій процесу підігріву 4-4'.

Проте технічно це реалізувати неможливо, і практично з економічної точки зору виправдовується вживання від 5 до 8 ступеней підігріву.

При підігріві живильної води за рахунок теплоти конденсації відібраної пари усувається підведення теплоти від зовнішнього джерела на ділянці 4-4' і таким чином середня температура підведення теплоти від зовнішнього джерела в регенеративному циклі збільшується (підведення зовнішньої теплоти здійснюється тільки на ділянці 4'-5-6-1. Крім того, регенеративний підігрів живильної води зменшує необоротність в процесі передачі теплоти від газів до води на ділянці 4'-5, оскільки зменшується різниця температур між газами і заздалегідь підігрітою водою.

Регенеративний теплообмін може здійснюватися за допомогою теплообмінних апаратів поверхневого або змішуючого типу.

У поверхневих теплообмінних апаратах вода, що нагрівається і пара, що віддає теплоту, розділені поверхнею теплообміну. У змішуючих теплообмінниках відібрана з турбіни пара безпосередньо контактує з водою в підігрівачі, нагріваючи її до температури насичення, що відповідає тиску цієї пари.

Застосування регенеративного підігріву живильної води збільшує термічний ККДциклу ПСУ на 8-12 %.

Розглянемо більш детально цей процес. Пара (1 кг), отримана в КА, прямує в турбіну, де відбувається її розширення до тиску в конденсаторі. Однак не уся пара, яка прийшла до турбіни, надходить до конденсатора.

Введемо поняття частки пари, що відбирається з турбіни, яка чисельно дорівнює відношенню масової витрати пари, що відбирається, до повної витрати пари в циклі:

$$\alpha_i = \frac{D_i}{D}.$$

З кожного 1 кг пари, яка надходить в ПТ, після часткового здійснення роботи, відбирається:

- перший відбір – α_1 кг у перший підігрівач П1 з ентальпією $h_{\text{відб.1}}$;
- другий відбір – α_2 у другий підігрівач П2 з – $h_{\text{відб.2}}$;
- третій відбір – α_3 - у третій підігрівач П3 з - $h_{\text{відб.3}}$.

В результаті конденсації пари відбувається підігрів живильної води, що надходить в КА, до температури більш високої, ніж t_K .

На h - s діаграмі зображена лінія адіабатного розширення пари в турбіні. Цикл ПСУ з регенерацією, строго кажучи, не можна зобразити на T - s діаграмі, оскільки вона будується для постійної (1 кг) кількості пари, тоді як в циклі з регенерацією кількість пари по довжині турбіни неоднакова. Тому цикл, показаний на рисунку, є дещо умовним.

Питома технічна робота парової турбіни l визначається як сума робіт відсіків турбіни з незмінною витратою пари (рис. 4.18). Для наочності цього розрахунку поруч з процесом розширення пари в турбіні в h - s діаграмі побудована витратна h - α діаграма цього процесу [6].

З цих діаграм видно, що питому роботу турбіни можна представити у вигляді суми робіт відсіків турбіни:

1) до 1-го відбору в турбіні розширюється 1 кг пари від тиску p_1 до p_{01} з $\alpha = 1$:

$$l_1 = h_1 - h_{01};$$

2) між 1-им і 2-им відборами розширюється $(1 - \alpha_1)$ кг пари від тиску p_{01} до p_{02} :

$$l_2 = (1 - \alpha_1)(h_{01} - h_{02});$$

3) між 2-им і 3-ім відборами розширюється $(1 - \alpha_1 - \alpha_2)$ кг пари від тиску p_{02} до p_{03} :

$$l_3 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_{02} - h_{03});$$

4) між 3-ім відбором і конденсатором розширюється $(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)$ кг пари від тиску p_{03} до p_2 :

$$l_4 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_{03} - h_2).$$

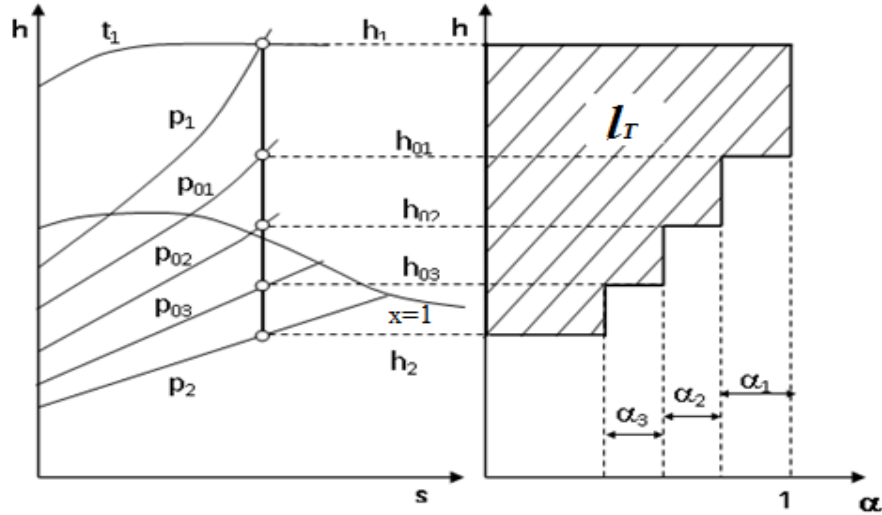


Рис. 4.18. Робота пари в турбіні з трьома регенеративними відборами

Питома робота турбіни на рис. 4.4 представлена у вигляді заштрихованої площі у витратній h - α – діаграмі і визначається з рівняння:

$$l = (h_1 - h_2) - \alpha_1(h_{\text{відб1}} - h_2) - \alpha_2(h_{\text{відб2}} - h_2) - \alpha_3(h_{\text{відб3}} - h_2).$$

Оскільки робота насосів в даних розрахунках не враховується, то робота регенеративного циклу ПТУ дорівнює роботі турбіни:

$$l = l_T.$$

Термічний ККД оборотного регенеративного циклу ПТУ визначається:

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - \alpha_1(h_{\text{відб1}} - h_2) - \alpha_2(h_{\text{відб2}} - h_2) - \alpha_3(h_{\text{відб3}} - h_2)}{h_1 - h'_{\text{відб1}}}.$$

Зважаючи на те, що частина пари, що проходить через турбіну, прямує у відбір на підігрів живильної води і не бере участі у виробленні корисної роботи на лопатках турбіни, корисна робота в регенеративному циклі буде менше корисної роботи звичайного циклу Ренкіна (при однакових початкових та кінцевих параметрах). Однак розрахунки показують, що зменшення кількості теплоти, що підводиться, виявляється більшим, ніж зменшення корисної роботи, тому терміч-

ний ККД циклу збільшується. Крім того, збільшення ККД циклу відбувається за рахунок збільшення середньої термодинамічної температури підведення теплоти при однаковій температурі відведення теплоти.

Аналіз показує, що збільшення числа ступеней регенеративного підігріву води призводить до підвищення термічного ККД η_t , але кожна наступна ступень підігріву води вносить все менший внесок у його зростання.

Теплофікаційний цикл

Згідно 2 закону термодинаміки, значна частина теплоти (більше 50 %), яка підводиться до пари в паровому котлі, передається в конденсаторі нижньому джерелу і марно виноситься з охолоджуючою водою, що має температуру 25-30 °С. Теплота з такою низькою температурою (низькопотенціальна теплота) не може бути використана ні для опалювальних, ні для технологічних потреб.

Щоб надалі можна було використовувати цю теплоту (q_2), необхідно підвищити її температуру, для чого слід збільшити тиск пари, що виходить з турбіни, тобто вони працюють з погіршеним вакуумом або протитиском.

У цьому випадку тиск пари на виході з турбіни підвищують до 0,12-1,5 МПа, що дозволяє нагріти воду, яка циркулює в тепловій мережі, до 100-150 °С або направити пару на виробничі потреби. Конденсатор замінюють на менш громіздкий теплообмінник – мережевий підігрівач МП (або бойлер). Пара у бойлері віддає теплоту мережевій воді, яка спрямовується тепловим споживачем, конденсується та повертається назад у парогенератор.

Можливість отримання великої кількості теплоти для опалення та промислових потреб є дуже вигідною.

Схема і цикл теплофікаційної установки представлені на рисунку 4.19. В цій установці не має конденсатора і пара після турбіни з протитиском з підвищеним тиском і температурою T_{II} (точка 2') прямує до теплового споживача ТС. Споживачам віддається теплота q_2 , пара конденсується (процес 2'-3'), і конденсат за допомогою насоса повертається в котел.

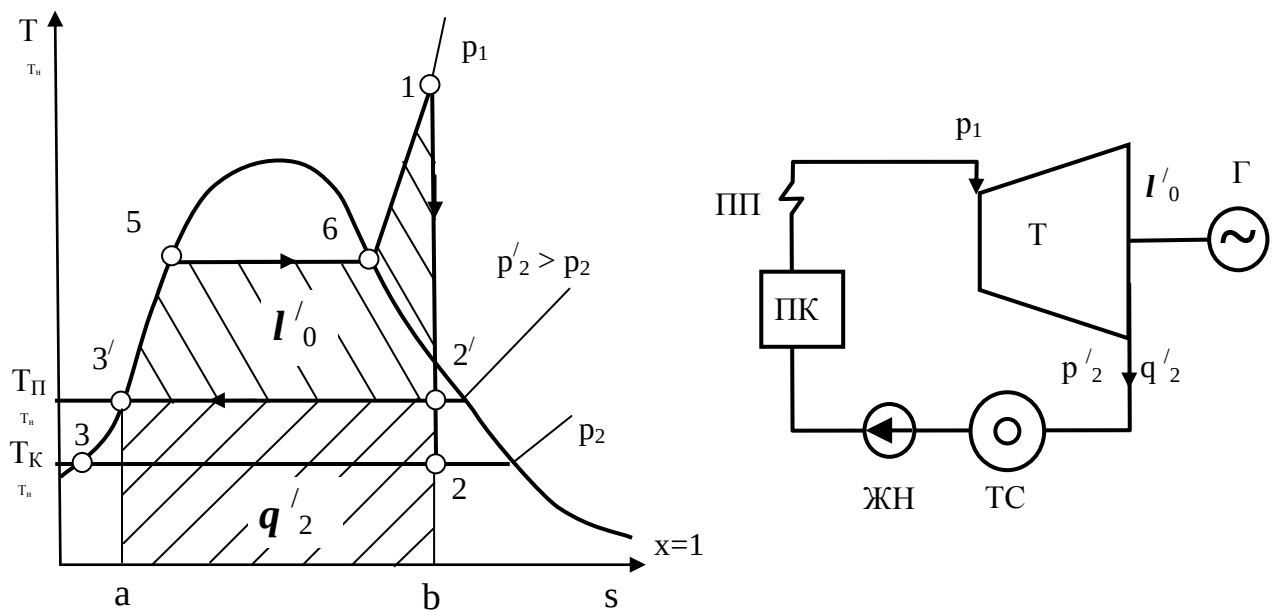


Рис. 4.19. Схема і цикл теплофікаційної установки

Замість конденсаційного циклу 123561 маємо теплофікаційний цикл 12'3'561, в якому кількість теплоти q'_2 , що віддається холодному джерелу (пл. 2'3'ab2'), використовується на теплові потреби.

Електрична станція, яка працює за цим комбінованим принципом, називається **теплоелектроцентраллю (ТЕЦ)**.

Підвищення протитиску приводить до зменшення виробництва електричної енергії і термічного ККД (пл. 12'3'561 < пл. 123561), але загальне використання теплоти при цьому значно підвищується:

$$q_{\text{ВИК}} = l'_0 + q'_2$$

Для оцінки ефективності роботи ТЕЦ не досить визначити η_t , який характеризує тільки процеси перетворення теплоти в роботу, тому застосовують *коефіцієнт використання теплоти*, який визначається відношенням суми виконаної роботи та відпущеної теплоти для тепловикористання до всієї витраченої теплоти:

$$\eta_{\text{в.т.}} = \frac{q_{\text{ВИК}}}{q_1} = \frac{l'_0 + q'_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_{2'}) + (h_{2'} - h_{3'})}{h_1 - h_{3'}}.$$

В ідеальному випадку, коли вся теплота q_2 буде використана, $\eta_{\text{в.т.}} = 1$ (або 100%). В реальних умовах частина теплоти втрачається і економічність

теплофікаційних установок з протитиском досягає 60-80%, що значно вище економічності конденсаційних установок.

Недоліки протитискових турбін відсутні у теплофікаційних ПТУ з відбором пари для теплового споживача рис. 4.2. У таких ПТУ є: конденсатор, система регенерації; система відведення теплоти споживачу і може бути вторинний перегрів пари.

Рис. 4.20. Схема і цикл теплофікаційної установки з відборами пари для теплового споживача

Крім стаціонарних паротурбінних установок існують суднові паротурбінні установки, що використовуються на кораблях як привод гребного гвинта і

забезпечення руху судна, а також приводу допоміжних механізмів (насосів, генераторів та ін.).

Важливою перевагою ПТУ є можливість створення агрегатів великої потужності (до 500-800 МВт та більше). Завдяки високій частоті обертання парові турбіни мають малі показники маси та розмірів на одиницю встановленої потужності. У парових турбінах, як і в ГТУ, відсутній зворотно-поступальний рух механізмів.

До переваг паротурбінної технології можна також віднести можливість використання різних видів органічного палива. Тверде паливо теплових електростанцій (ТЕС) відрізняється великою різноманітністю: кам'яне та буре вугілля, антрацит, торф, горючі сланці. З газоподібних палив на теплових електростанціях можуть використовуватися природний газ, попутний газ, що отримується з надр землі при видобутку нафти, доменний і коксовий газ з металургійних виробництв. З рідких палив використовують мазут та дизельне паливо, причому в даний час ці види палива найчастіше використовуються як резервні.

Основним видом палива, що використовується на ТЕС, є природний газ, основними перевагами якого є легкість транспортування газопроводами, простіша організація процесу спалювання, і навіть відносна екологічна безпека, що полягає у значно менших (крім оксидів азоту) кількостях шкідливих речовин, що утворюються під час горіння.

Контрольні запитання

1. Для виробництва якого виду енергії призначені конденсаційні турбіни?
2. Дати визначення активної та реактивної турбін.
3. Дати визначення аксіальної та радіальної турбін.
4. Де здійснюється перетворення енергії в турбіні?
5. Опишіть принцип роботи парової турбіни.
6. Яка турбіна називається одноступеневою?
7. Як визначити наявний теплоперепад?
8. На які групи поділяються втрати в реальній турбіні?

9. Як визначити дійсний теплоперепад?
10. Чому дорівнює відносний внутрішній ККД турбіни?
11. Які переваги багатоступінчастої турбіни сприяють досягненню більш високого ККД?
12. Записати енергетичний баланс турбіни.
13. Чим відрізняється ефективна потужність турбоагрегату від електричної? Яка з них більше?
14. Перерахуйте основні типи парових турбін і назвіть їх основні відмінності.
15. Які особливості має турбіна Р?
16. Що таке номінальна потужність турбоагрегату?
17. Яке основне обладнання входить до складу конденсаційної установки?
18. Назвіть основне призначення і принцип роботи конденсаційної установки.
19. Методи підвищення термічного ККД циклу Ренкіна.
20. Дати характеристику циклу з проміжним перегрівом пари.
21. Дати характеристику циклу з регенеративним підігрівом живильної води.
22. Які типи теплообмінників використовуються в системі РПЖВ?
23. Описати теплофікаційний цикл.

5. ТЕПЛОВІ ДВИГУНИ

5.1. Поршневі двигуни

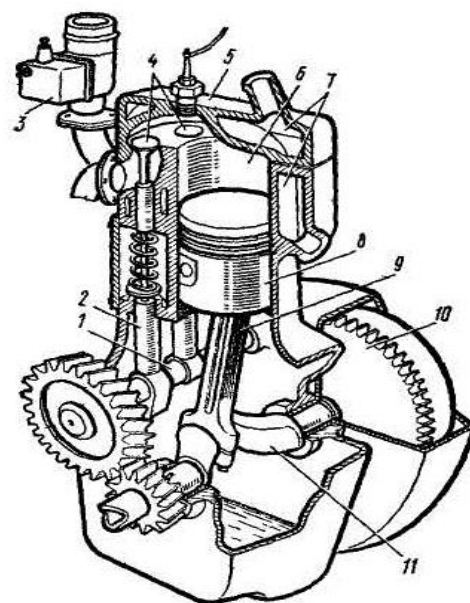
Теплові двигуни призначені для перетворення теплоти в роботу при спалюванні палива. Паливо може спалюватися зовні теплової машини – це двигуни зовнішнього згоряння. (Двигун Стірлінга). Двигуни, в яких процес згоряння здійснюється в робочому просторі машини, називають двигунами внутрішнього згоряння.

Двигуни внутрішнього згоряння бувають [6]:

- **Поршневі** – весь робочий процес здійснюється повністю в циліндрах (рис. 5.1);
- **Газотурбінні** – робочий процес послідовно відбувається в повітряному компресорі, камері згоряння і розширювальній машині – газовій турбіні;
- **Ракетні** – розширення продуктів згоряння відбувається в реактивному соплі.

Рис. 5.1. Поршковий двигун внутрішнього згорання:

- 1 – кулачковий вал; 2 – штовхач;
3 – карбюратор; 4 – клапан;
5 – головка циліндра; 6 – циліндр;
7 – охолоджуюча камера циліндра;
8 – поршень; 9 – шатун; 10 – маховик;
11 – колінчастий вал



Термін ДВЗ – двигуни внутрішнього згоряння застосовують переважно до поршневих двигунів, які поділяються:

1) за видом палива, яке спалюється у двигунах вони поділяються на:

- **Газові** – двигуни, які працюють на пропан-бутановому чи стисненому природному газі, з примусовим запалюванням. Перед подачею в циліндри двигуна, газ змішується з повітрям. За принципом роботи такі двигуни практично не відрізняються від бензинових.

- **Бензинові** – двигуни, що працюють на бензині, з примусовим запалюванням. Приготування паливоповітряної суміші і її дозування здійснюють карбюраторні або інжекторні системи живлення. Суміш в циліндрі запалюється в кінці такту стиснення, примусово від електричної іскри.
- **Дизельні** – двигуни, що працюють на дизельному паливі з запалюванням від стиснення. У дизельних двигунах суміш готується безпосередньо в циліндрі з повітря і палива, що подаються в циліндр окремо. Займання паливоповітряної суміші в циліндрі відбувається спонтанно від дії високої температури при стисненні. Винятком є система безпосереднього упорскування бензину, де запалювання суміші здійснюється від електричної іскри.

2) за числом тактів в робочому циклі поділяються на: двотактні і чотиритактні.

Робочим циклом двигуна називається ряд послідовних процесів, що періодично повторюються, протікають у кожному циліндрі двигуна і обумовлюють перетворення теплової енергії в механічну роботу. Якщо робочий цикл відбувається за два ходи поршня, тобто за один оберт колінчастого валу, такий двигун називається двотактним:

- прямий хід – продування циліндра (видалення продуктів згоряння з циліндра і заповнення його горючою сумішшю);
- зворотний хід – горіння суміші.

Автомобільні двигуни працюють, як правило, за чотиритактним циклом, який відбувається за два оберти колінчастого валу або чотири ходи поршня і складається з наступних тактів (рис. 5.2-5.4):

I – впуск – всмоктування повітря і горючої суміші (рис. 5.2 а) при відкритому клапані **2**, процес 2-1 (рис. 5.3);

II – стиснення паливоповітряної суміші (рис. 5.2 б), горіння палива ($v = \text{const}$; $p = \text{const}$), процеси 1-3, 3-4, 4-5 (рис. 5.3).

III – розширення продуктів згоряння (робочий хід) – процес розширення (рис. 5.2 г) та 5-6 (рис. 5.3).

IV – випуск (рис. 5.2 д) – відкриття випускного клапану **4**, тиск падає і відпрацьовані гази виштовхуються з циліндра при тиску трохи більшому, ніж $p_{\text{атм}}$ 6-7, 7-2 (рис. 5.3).

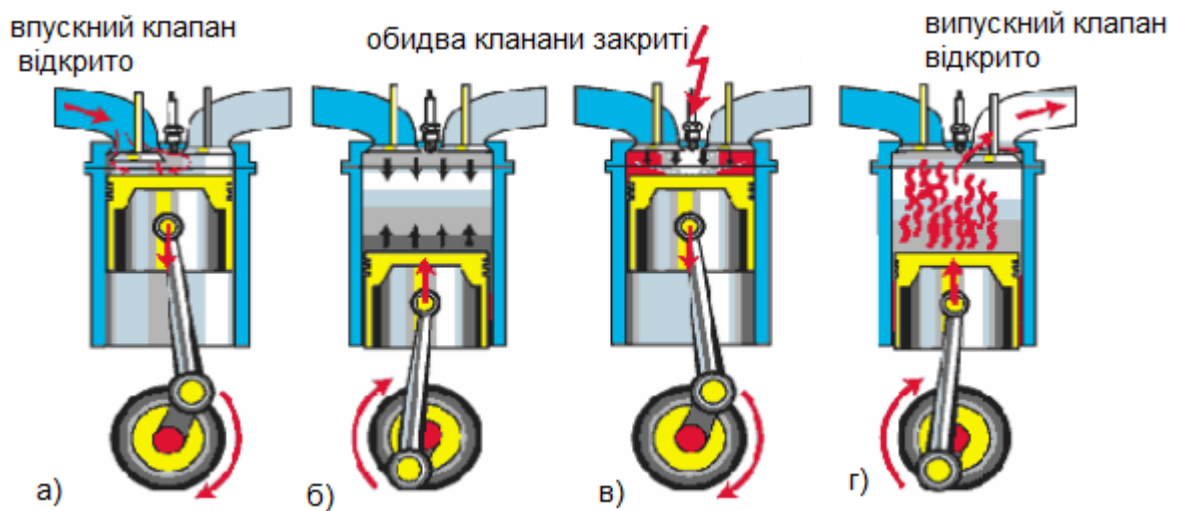


Рис. 5.2. Робочий цикл бензинового чотиритактного двигуна

З усіх 4-х тактів тільки у третьому отримується корисна робота, а в інших трьох тактах робота витрачається.

3) за способом підготовки паливоповітряної суміші на двигуни: із зовнішнім і внутрішнім сумішоутворенням.

Двигуни із зовнішнім сумішоутворенням підрозділяють на:

- **карбюраторні** – горюча суміш готується карбюратором і запалюється в камері згорання свічкою запалення;
- **з упорскуванням палива** у впускний трубопровід або циліндр (інжекторні двигуни);
- **газозмішувальні**, в яких горюча суміш газоподібного палива і повітря утворюється в змішувачі.

4) за способом охолодження:

- рідинне;
- повітряне.

5) за розташуванням циліндрів: рядні і V або W-подібні.

6) за способом займання горючої (робочої) суміші:

- з примусовим запалюванням від електричної іскри (карбюраторні і інжекторні двигуни);
- з самозайманням (дизелі).

Робочі процеси в двигунах досліджуються за допомогою особливих приладів – *індикаторів*. Вони дозволяють отримати *індикаторні діаграми* (рис. 5.3), що відображають зміну тиску в циліндрі залежно від об'єму (переміщення поршня), досліджувати досконалість робочих процесів в двигуні і визначити індикаторні параметри двигуна: роботу, ККД, потужність, питому витрату палива.

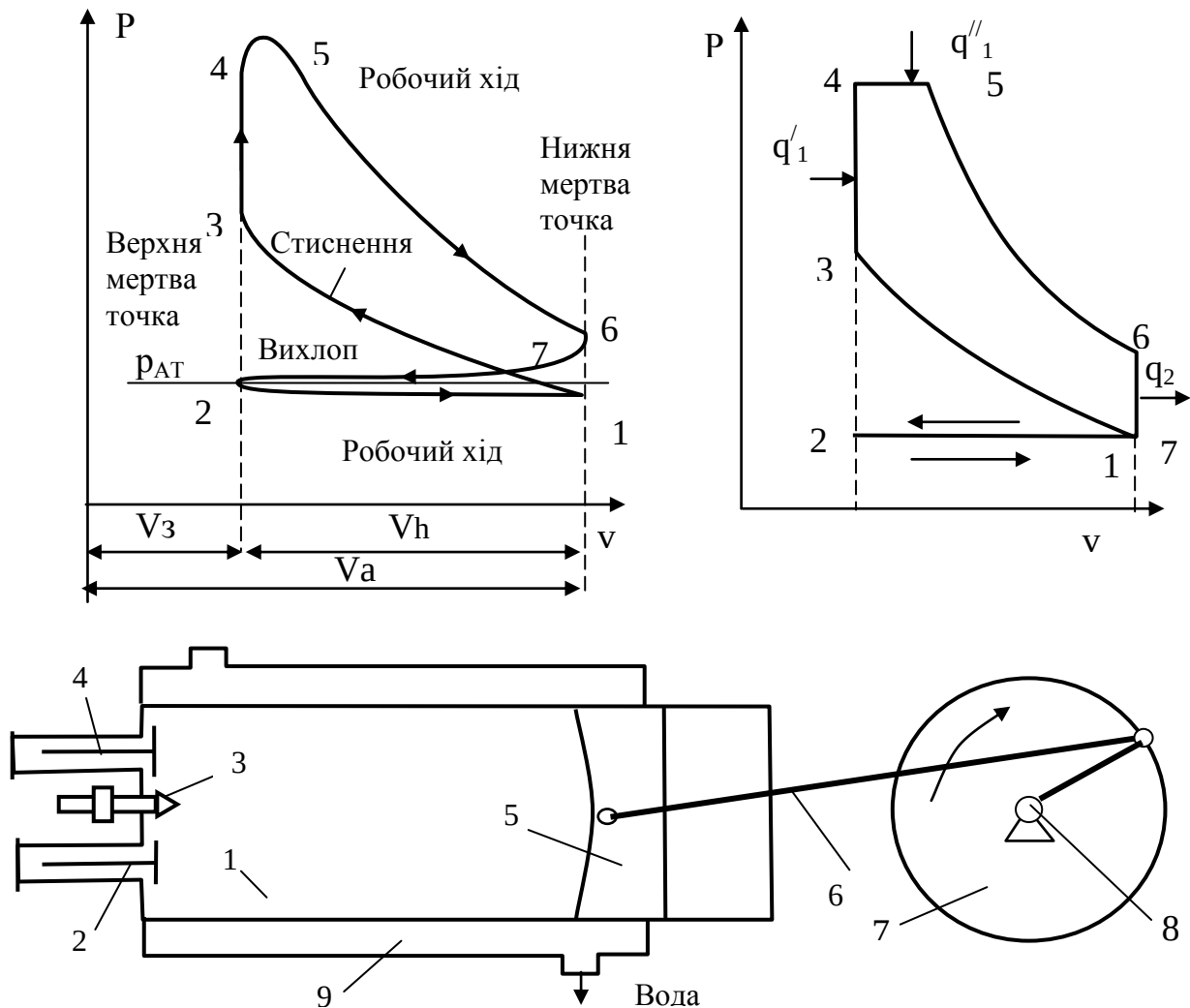
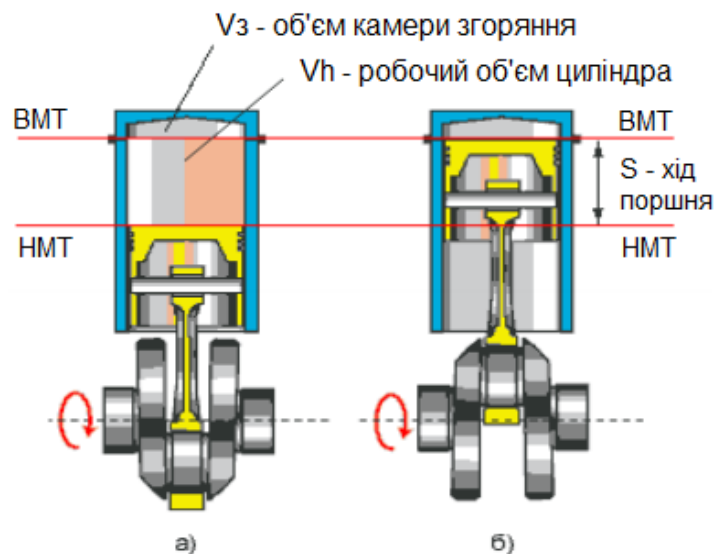


Рис. 5.3. Схема 4-и тактного ДВЗ і діаграма його робочого процесу:
 1 – циліндр; 2 – впускний клапан; 3 – свічка запалення або форсунка;
 4 – випускний клапан; 5 – поршень; 6 – шатун; 7 – кривошип; 8 – вал;
 9 – система охолодження;
 V_a – повний об'єм циліндра; V_z – об'єм камери згоряння;
 V_h – робочий об'єм циліндра

В ДВЗ паливо і необхідне для його згоряння повітря підводиться в об'єм циліндра двигуна. Високотемпературні гази, які утворюються діють на поршень і переміщують його. Поступальний рух поршня, через шатун передається колінча-

стому валу і таким чином перетворюється в обертальний рух. Крайні положення поршня називаються: верхня мертва точка (ВМТ) і нижня мертва точка (НМТ) (рис. 5.4). Відстань між ними – ходом поршня.

Рис. 5.4. Хід поршня і об'єми циліндра двигуна в нижній мертвій точці (а) та верхній мертвій точці (б)



На теоретичній діаграмі процеси всмоктування 2-1 і виштовхування 7-2 не є термодинамічними, оскільки параметри робочого тіла при цьому не змінюються.

Через високі температури в циліндрі двигуна ($T = 1600-2000\text{ }^{\circ}\text{C}$) його доводиться *інтенсивно охолоджувати*, частіше всього водою (водяне охолодження) або повітрям (повітряне охолодження).

В ДВЗ можуть бути використані наступні цикли:

- цикл зі змішаним підведенням теплоти при постійному об'ємі, а потім при постійному тиску (цикл Трінклера);
- цикл з підведенням теплоти при постійному об'ємі ($v = \text{const}$) – цикл Отто;
- цикл з підведенням теплоти при постійному тиску ($p = \text{const}$) – цикл Дизеля.

У перерахованих циклах відведення теплоти здійснюється при постійному об'ємі, бо розширення газу відбувається не повністю і ступінь можливого розширення у двигуні визначається положенням поршня у НМТ.

Припущення.

При термодинамічному дослідженні циклів вважають, що:

- цикли замкнені (насправді ж продукти згоряння відводяться в атмосферу, а на їх місце надходить нове робоче тіло);
- робоче тіло в циклі – ідеальний газ з постійною теплоємністю;

- процес згоряння, пов'язаний з хімічними змінами складу газу – оборотний процес підведення теплоти q_1 ззовні;
- процес відведення теплоти з продуктами згоряння - оборотний процес відведення теплоти q_2 від робочого тіла;
- механічні втрати (втрати на тертя) і втрати теплоти в оточуюче середовище (передача теплоти від стінок і винесення теплоти з охолоджуючою водою) відсутні.

При таких передумовах можна вважати, що ДВЗ працюють за оборотними термодинамічними циклами. Дослідження циклів супроводжуються їх графічним зображенням на $p-v$ і $T-s$ діаграмах.

Цикл із змішаним підведенням теплоти (цикл Трінклера)

Здійснюються в безкомпресорних дизелях (рис. 5.5). Вони мають так звану форкамеру, з'єднану з робочим циліндром вузьким каналом. У робочому циліндрі повітря адіабатно стискається за рахунок інерції маховика, що насаджений на вал двигуна, нагріваючись при цьому до температури, що забезпечує запалення рідкої паливоповітряної суміші, яка подається у форкамеру (процес 1-2). Форма і розташування останньої сприяє кращому змішуванню палива з повітрям, у результаті чого відбувається швидке згорання частини палива у невеликому об'ємі форкамери (процес 2-3).

Завдяки зростанню тиску у форкамері утворена у ній суміш палива, яке ще не згоріло, повітря і продуктів згорання проштовхується у робочий циліндр, де відбувається його догорання, що супроводжується переміщенням поршня зліва направо, при постійному тиску (процес 3-4). Після завершення горіння палива подальше розширення продуктів згорання (робочий хід) відбувається адіабатно (процес 4-5), після чого відпрацьовані гази видаляються з циліндра (процес 5-1) – ізохорне відведення теплоти q_2 .

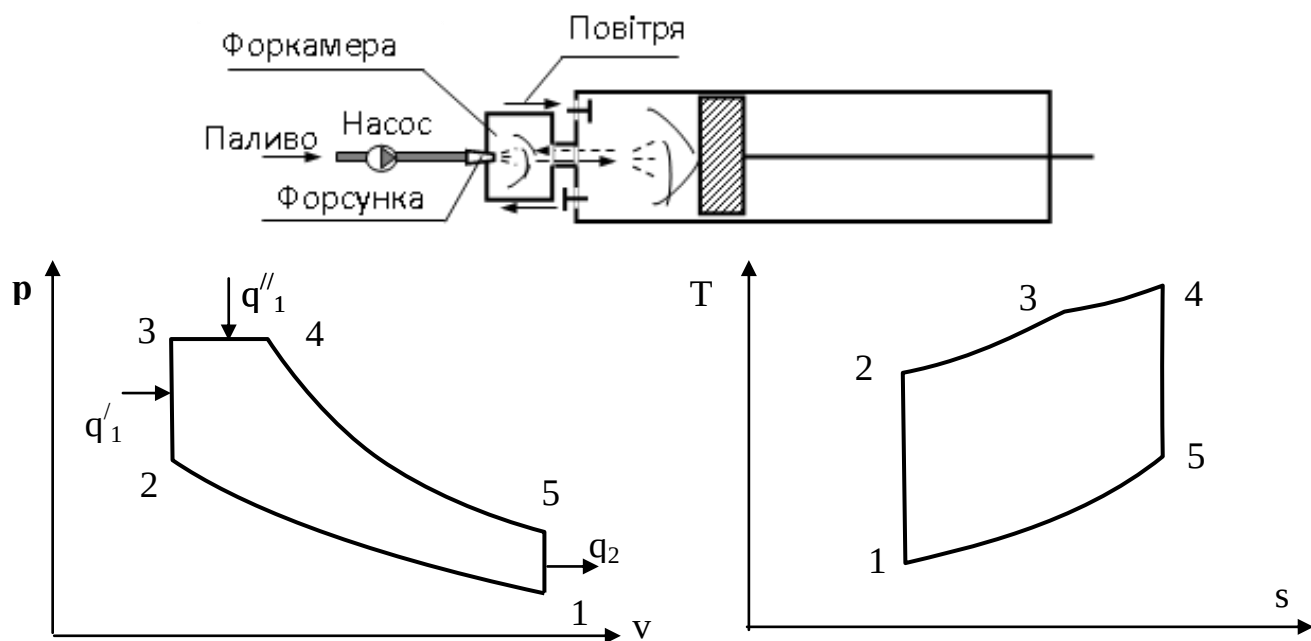


Рис. 5.5. Цикл зі змішаним підведенням теплоти – цикл Трінклера

Таким чином, у циклі зі змішаним згоранням підведення теплоти q_1 здійснюється спочатку по ізохорі (q'_1), а потім по ізобарі (q''_1). Особливість цього двигуна полягає в тому, що на відміну від двигуна Дизеля, йому не потрібен компресор високого тиску для розпилення палива. Рідке паливо, введене у форкамеру за порівняно невисокого тиску, розпилюється струменем стисненого повітря, що надходить із основного циліндра.

Цикл зі змішаним підведенням теплоти є узагальнюючим для всіх поршневих ДВЗ. За кордоном його називають цикл Сабате, а в Німеччині – цикл Зайлігера.

Сучасні дизелі працюють за циклом Трінклера.

Цикл задається початковим станом в точці 1 і параметрами циклу:

- ступенем стиснення $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$;
- ступенем ізохорного підвищення тиску $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$;
- ступенем попереднього (ізобарного) розширення $\rho = \frac{v_4}{v_3}$;

Цикл складається з наступних процесів: 1-2 – адіабатне стиснення; 2-3 – ізохорне підведення теплоти; 3-4 – ізобарне підведення теплоти; 4-5 – адіабатне розширення; 5-1 – ізохорне відведення теплоти.

Термічний ККД змішаного циклу визначається з рівняння:

$$\eta_{t \text{ зм}} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1' + q_1''},$$

де $q_1' = c_v(T_3 - T_2)$, $q_1'' = h_4 - h_3 = c_p(T_4 - T_3)$, $q_2 = c_v(T_5 - T_1)$.

Вважаючи, що теплоємність ідеального газу постійна маємо:

$$\eta_{t \text{ зм}} = 1 - \frac{c_v(T_5 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)} = 1 - \frac{(T_5 - T_1)}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)}, \quad k = \frac{c_p}{c_v}.$$

Використовуючи співвідношення між температурами, тисками, питомими об'ємами для ідеального газу і параметрами циклу для відповідних процесів отримуємо залежність для визначення термічного ККД циклу Трінклера:

$$\eta_{t \text{ ґі}} = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]}. \quad (5.1)$$

Цикл з підведенням теплоти при постійному об'ємі (цикл Отто)

(карбюраторні – 1876 р.)

Є окремим випадком циклу Трінклера, коли ступінь ізобарного розширення $\rho=1$. За цим циклом працюють двигуни, в циліндрах яких стискається паливо-повітряна суміш. В кінці стиснення (1,0-1,5 МПа) відбувається перемішування пари бензину і повітря. Ця гомогенна суміш рівномірно розподіляється по об'єму. Результатом стиснення стає підвищення температури суміші до 500 °С, яка нижче температури займання бензину. Для запалювання стисненої суміші використовують іскру від свічки запалювання і суміш згоряє при сталому об'ємі.

Ідеальний цикл Отто (рис. 5.6) складається з: 1-2 – адіабатне стиснення; 2-3 – ізохорне підведення теплоти; 3-4 – адіабатне розширення; 4-1 – ізохорне відведення теплоти.

Термічний к.к.д циклу Отто знаходиться аналогічно циклу Трінклера та дорівнює:

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (5.2)$$

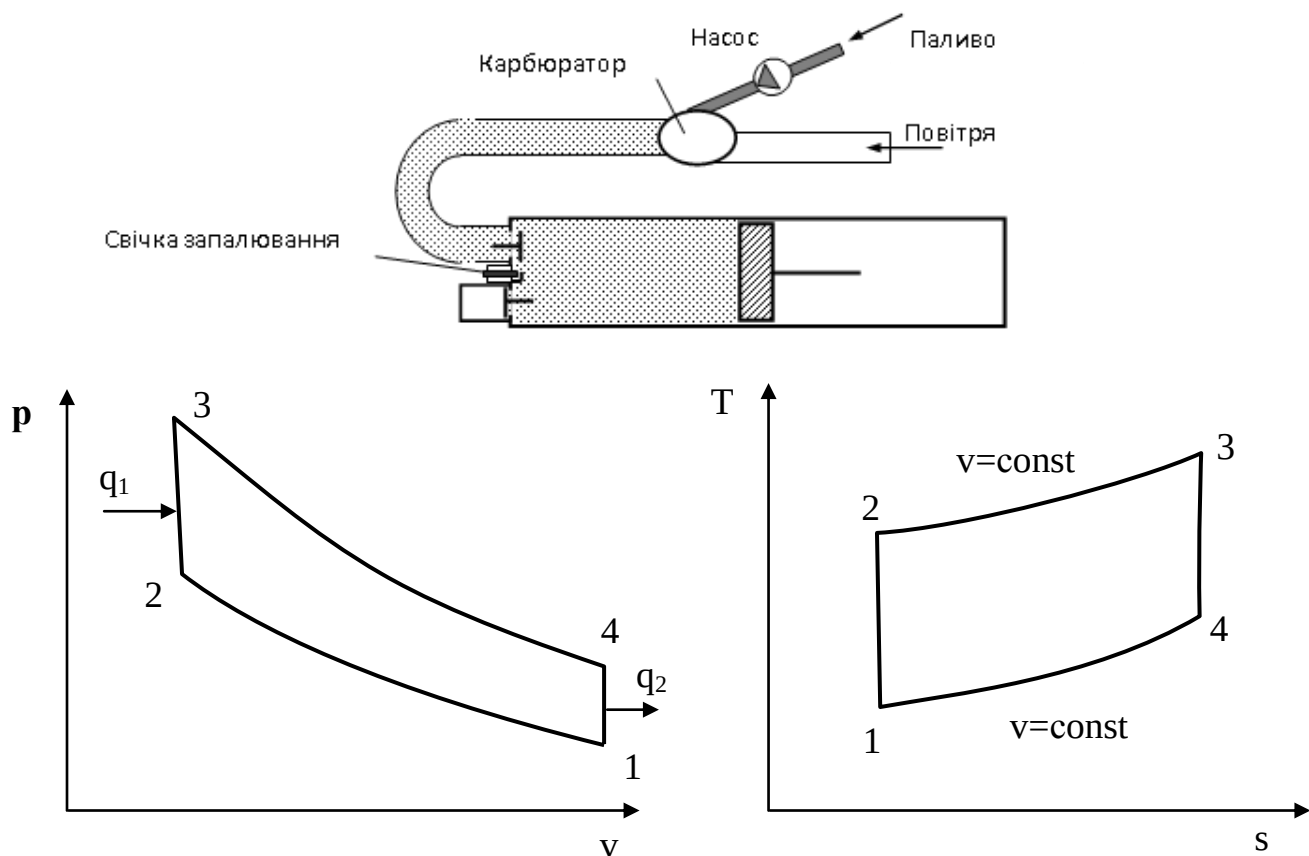


Рис. 5.6. Цикл з підведенням теплоти при постійному об'ємі – цикл Отто

Двигуни, які працюють за циклом $v = \text{const}$, мають певні значення ступеня стиснення ($\epsilon=5,5-9,0$), щоб не допустити детонації свіжої робочої суміші.

Детонація в ДВЗ – швидкий процес горіння, який наближається до вибуху паливної суміші в циліндрі карбюраторного двигуна, що супроводжується нестійкою роботою (металевий стукіт в циліндрі, димний випуск та ін.), спрацюванням і руйнуванням деталей. В результаті детонації двигун перегрівається його потужність падає і росте витрата палива. Детонація виникає при невідповідності палива конструкції або режиму роботи двигуна. Для її запобігання вибирають палива з достатньо високою температурою займання, або додають антидетонатори - присадки (металоорганічні або органічні з'єднання), які підвищують його октанове число і сприяють бездетонаційному спалюванню палива в циліндрі.

Бензиновий двигун є досить неефективним і здатний перетворювати всього лише близько 20-30 % енергії палива в корисну механічну роботу.

Цикл з підведенням теплоти при постійному тиску (цикл Дизеля)

Цикл Дизеля (рис. 5.7) окремий випадок узагальнюючого циклу при $\lambda=1$.

У дизельному двигуні подача палива і повітря відбувається окремо. Спочатку в циліндрі надходить чисте повітря, яке стискається до 4-5 МПа, нагрівається до температури 700-800 °С. Далі паливо під великим тиском впорскується форсунками в камеру згоряння, і майже миттєво samozаймається.

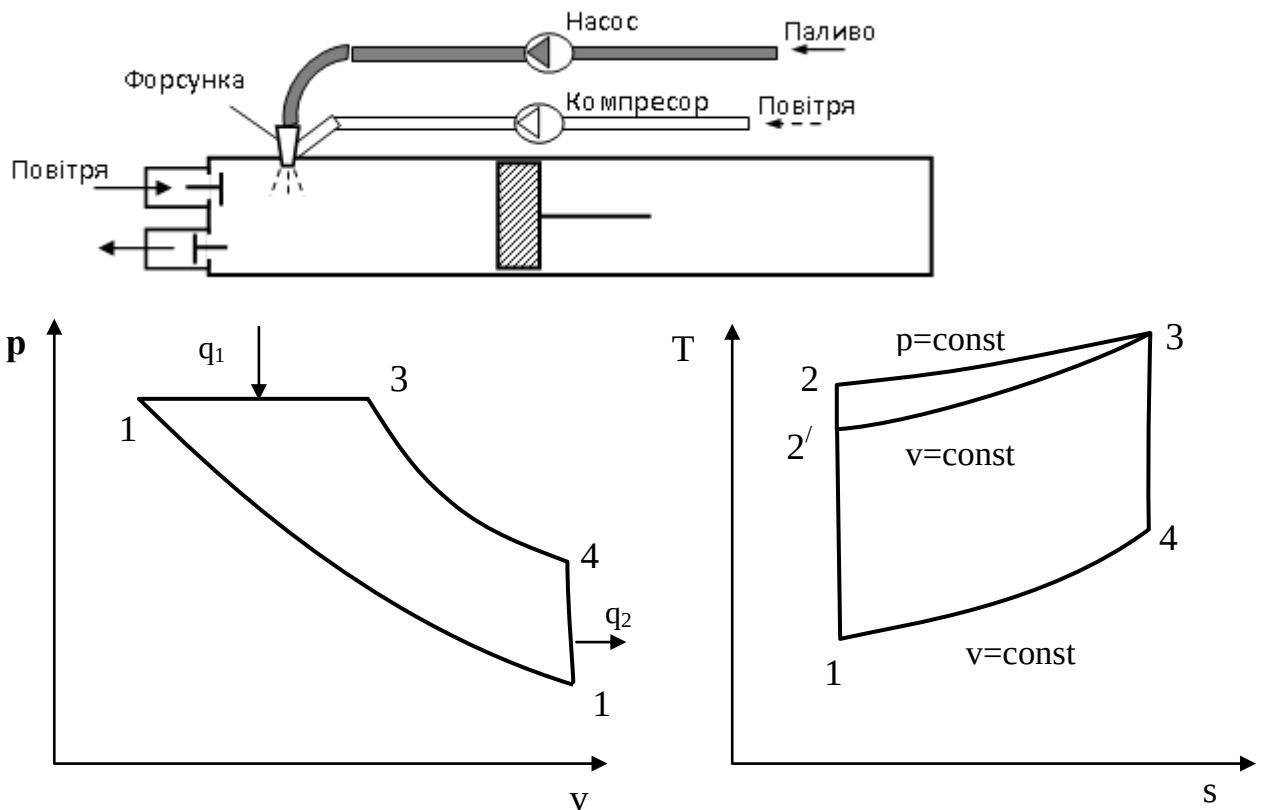


Рис. 5.7. Цикл з підведенням теплоти при постійному тиску – цикл Дизеля

На відміну від двигуна Трінклера, двигун Дизеля потребує компресор високого тиску для розпилю рідкого палива, яке розпорошується струменем стисненого повітря.

Ідеальний цикл Дизеля складається з двох адіабат стиснення і розширення (1-2 і 3-4), ізобари підведення теплоти (2-3) і ізохори відведення теплоти (4-1).

Термічний ККД циклу Дизеля:

$$\eta_{tp} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)}. \quad (5.3)$$

З рівнянь (5.2) і (5.3) витікає:

а) що при однакових ступенях стиснення цикл з ізохорним підведенням теплоти має більший ККД, ніж цикл з ізобарним підведенням теплоти. Проте практично для двигунів з $p = \text{const}$ характерний більш високий ступінь стиснення, вони більш економічні, ніж двигуни з $v = \text{const}$. Тому доцільно порівнювати ці цикли при однаковому кінцевому тиску і температурах, тобто в умовах однакових термічних і механічних навантажень.

б) з розташування процесів підведення теплоти видно, що середня температура підведення теплоти в циклі з $p = \text{const}$ більше, ніж в циклі з $v = \text{const}$, тому:

$$\eta_{tp} > \eta_{tv}.$$

Стандартний дизельний двигун зазвичай має коефіцієнт корисної дії 30-40 %, а з турбонаддувом і проміжним охолодженням понад 50 %. Дизельний двигун через використання впорскування високого тиску не висуває вимог до летючості палива, що дозволяє використовувати в ньому низькосортне важке паливо (навіть на соняшниковій олії дизель може працювати практично без втрати потужності).

Техніко-економічні показники ДВЗ

1. Індикаторна потужність, що розвивається в середині двигуна, кВт:

$$N_i = \frac{2p_i \cdot n \cdot i \cdot V_h}{10^3 \cdot \tau},$$

де p_i – середній індикаторний тиск, Па;

n – частота обертів валу за секунду, s^{-1} ;

τ – тактність двигуна ($\tau=4$ – для чотиритактного); i – число циліндрів;

$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S$ – робочий об'єм циліндра, m^3 ; D – діаметр поршня; S – хід поршня.

Об'єм над поршнем, коли він знаходиться у верхній мертвій точці називають камерою стиснення або камерою згоряння V_z .

Повний об'єм циліндра V_a являє собою суму двох об'ємів: об'єму камери згоряння (стиснення) V_z і робочого об'єму циліндра V_h , тобто:

$$V_a = V_z + V_h.$$

Ступінь стиснення:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_3}.$$

2. Індикаторний ККД оцінює ступінь використання теплоти в дійсному циклі з урахуванням усіх теплових втрат і представляє собою відношення N_i до підведеної теплоти:

$$\eta_i = \frac{N_i}{BQ_H^P},$$

де B – витрата палива, кг/с;

Q_H^P – нижча робоча теплота згоряння палива, кДж/кг.

3. Питома індикаторна витрата палива дорівнює:

$$b_i = \frac{B \cdot 3600}{N_i}; \quad (\text{кг/кВт} \cdot \text{год}).$$

4. Ефективна потужність двигуна, що віддається споживачу (знімають з валу двигуна):

$$N_e = \frac{2p_e \cdot n \cdot i \cdot V_h}{10^3 \cdot \tau},$$

де p_e – середній ефективний тиск, Па.

5. Ефективний ККД оцінює ступінь використання теплоти палива з урахуванням всіх видів втрат (теплових, механічних):

$$\eta_E = \frac{N_E}{BQ_H^P}; \quad N_E = \eta_M \cdot N_i; \quad N_E = N_i - \Delta N_M.$$

6. Питома ефективна витрата палива b_E (кг/кВт·год):

$$b_E = \frac{B \cdot 3600}{N_E}.$$

ДВЗ отримали широке розповсюдження в промисловості, на транспорті, як привод компресорів і насосів для подачі газу та нафти, в сільському господарстві, що обумовлено їх економічністю і можливістю з'єднання з будь-яким споживачем енергії.

Дизельна ЕС – це теплова ЕС, в якій для приводу електрогенератора використовується дизельний двигун (рис. 5.8).



Рис. 5.8. Дизельна електростанція компанія Cummins

У стаціонарній теплоенергетиці ДВЗ використовуються на невеликих електростанціях (потужність двигуна декілька кВт), а також достатньо потужних аварійних і пересувних енергоустановках.

Остаточні висновки про доцільність встановлення карбюраторних або дизельних ДВЗ для приводу конкретних пристроїв (автомобіль, літак, суднова установка, пересувна електростанція та ін.) вимагають техніко-економічних розрахунків. На практиці обидва типи ДВЗ мають застосування, оскільки вони цілком конкурентоздатні.

Тенденції розвитку ДВЗ

Циклічний характер роботи ДВЗ – один з його недоліків, але завдяки цьому в ньому реалізуються високі температури і тиски, які на сьогоднішній день недосягненні для теплових двигунів інших типів. Серед теплових двигунів дизелі перетворюють хімічну енергію палива з найвищим ККД (до 50-57 %).

Дизелі на 30 % більш економічні карбюраторних двигунів, а енерговитрати на виробництво дизельного палива майже на 10% менше, ніж на виробництво високооктанового бензину.

Інжекторна система є сучасною електронною системою подачі палива, яка масово встановлюється на бензинових автомобільних двигунах починаючи з 1980-х років. Перехід від класичних карбюраторних двигунів до інжекторів відбувся в основному через зростання вимог до чистоти вихлопу (вихлопних газів) та встановлення сучасних нейтралізаторів вихлопних газів (каталізаторів).

Цикл чотиритактного ДВЗ, розглянутий раніше, залишається незмінним. Основна відмінність в тому, що карбюратор готує паливоповітряну суміш за межами двигуна, і вона засмоктується в двигун за рахунок різниці тисків між атмосферою і впускним колектором, а у інжекторного двигуна подача палива здійснюється шляхом примусового упорскування палива за допомогою форсунок у впускний колектор або в циліндр. Автомобілі з такою системою подачі палива часто називають інжекторними.

5.2. Газотурбінні установки

Газотурбінною установкою (ГТУ) називають агрегат, до складу якого входить компресор, камера згоряння і газова турбіна. Це порівняно молодий тип теплосилових установок, які виникли на початку минулого століття з появою нового теплового двигуна – газової турбіни [3-4,6].

ГТУ відноситься до числа ДВЗ. Газ, що утворився при спалюванні рідкого або газоподібного палива в камері згоряння, надходить в турбіну. Продукти зго-

ряння з високою температурою і тиском прямують в комбіноване сопло, розширюються, і з великою швидкістю поступають на лопатки газової турбіни, де використовується їх кінетична енергія для отримання механічної енергії.

ГТУ у порівнянні з ДВЗ мають ряд переваг:

1. Простота силової установки.
2. Відсутність поступальних частин, що рухаються.
3. Можливість отримання великих чисел обертів, що дозволяє суттєво знизити вагу і габарити установки.
4. Велика потужність в одному агрегаті.
5. Здійснення циклу з повним розширенням і тим самим з великим термічним ККД.
6. Використання дешевих сортів палива (гас).

В основу роботи ГТУ покладені ідеальні цикли, які складаються з найпростіших термодинамічних процесів, вивчення яких базується на передумовах зроблених для ДВЗ.

До числа можливих ідеальних циклів ГТУ відносять:

1. Цикл з підведенням теплоти при постійному тиску $p = \text{const}$ – цикл Брайтона.
2. Цикл з підведенням теплоти при постійному об'ємі $v = \text{const}$ – цикл Гемфрі.
3. Цикл з регенерацією.

У всіх циклах ГТУ теплота за наявності повного розширення в турбіні відводиться при постійному тиску.

Цикл Брайтона з підведенням теплоти при $p = \text{const}$

Цикл Брайтона наведено на (рис. 5.9). Компресор 2 приводиться в рух газовою турбіною 4 і подає стисле повітря в камеру згоряння 5, в яку через форсунки упорскується рідке паливо насосом 3, що знаходиться на валу турбіни. Утворені продукти згоряння розширюються в сопловому апараті і частково на робочих лопатках турбіни та викидаються в атмосферу. Процес 1-2 – адіабатне стиснення повітря в компресорі; 2-3 – підведення теплоти в камеру згоряння при $p = \text{const}$; 3-4 – адіабатний процес розширення; 4-1 – ізобарний процес відведення теплоти в навколишнє середовище.

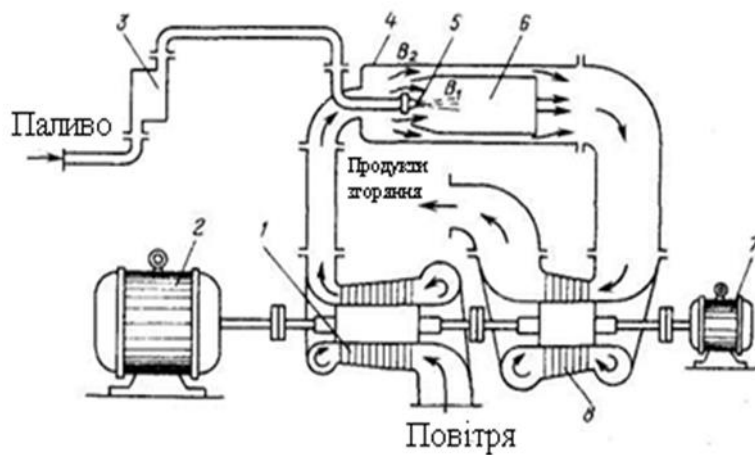
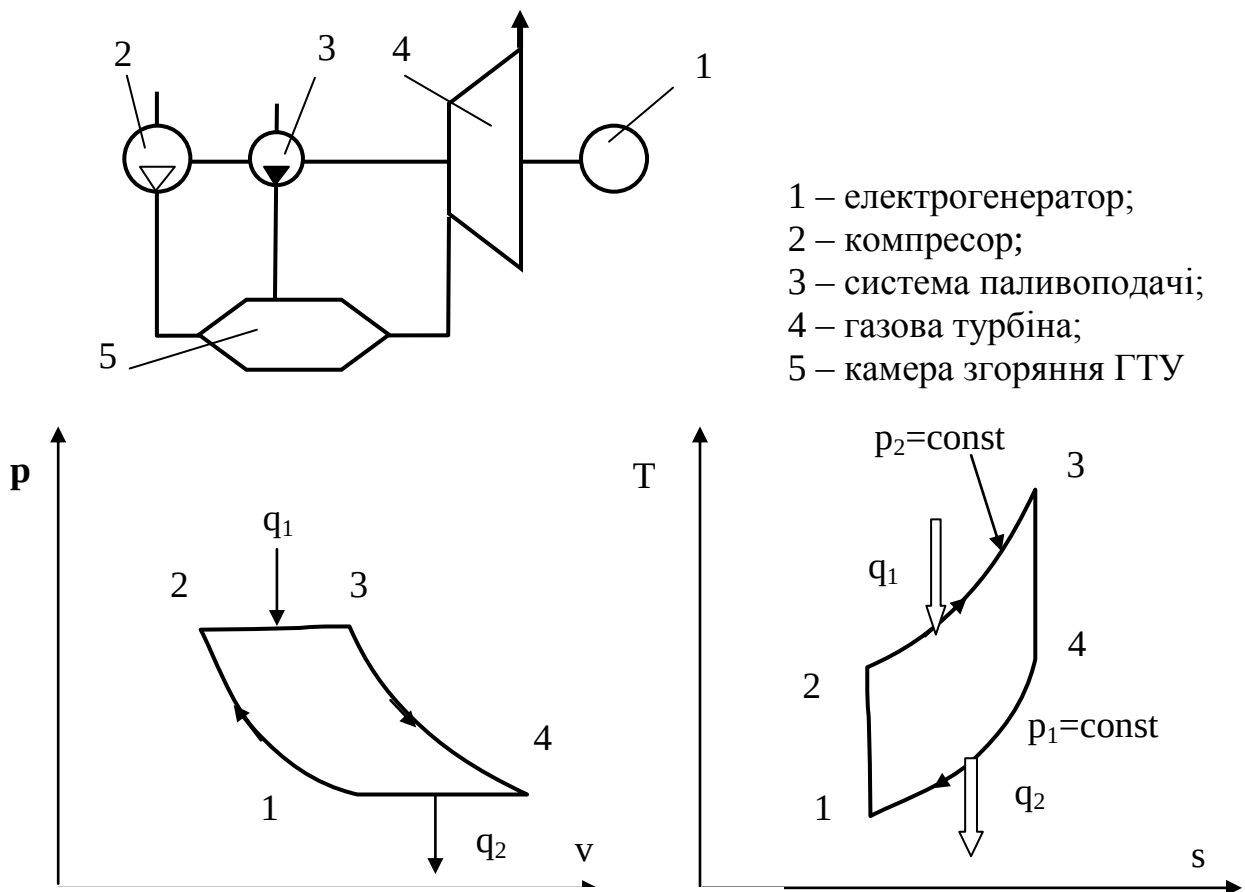


Рис. 5.9. Схема газотурбінної установки за циклом Брайтона:
1 – компресор;
2 – електрогенератор;
3 – паливний насос; 4 – камера згорання; 5 – форсунки; 6 – зона горіння; 7 – пусковий електродвигун; 8 – газова турбіна.
В1 – первинне повітря;
В2 – вторинне повітря

Параметри циклу:

- ступінь підвищення тиску повітря $\pi = \frac{p_2}{p_1}$;
- ступінь попереднього розширення $\rho = \frac{v_3}{v_2}$.

Технічна робота оборотного адіабатного процесу стиснення повітря в компресорі 1-2 відповідає різниці ентальпій цього процесу, а для повітря з властивос-

тями ідеального газу – різниці температур, помноженої на ізобарну теплоємність повітря:

$$l_k = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1). \quad (5.4)$$

Теплота, яка підведена до робочого тіла в камері згоряння в ізобарному процесі 2-3, розраховується як:

$$q_1 = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2). \quad (5.5)$$

Технічна робота оборотного адіабатного процесу розширення газу в турбіні 3-4:

$$l^{ГТ} = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4). \quad (5.6)$$

Теплота, яка відведена від робочого тіла в навколишнє середовище, в ізобарному процесі 4-1 розраховується як:

$$q_2 = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1). \quad (5.7)$$

Робота циклу ГТУ може визначатися як різниця робіт турбіни і компресора або як різниця підведеної до робочого тіла і відведеної від робочого тіла теплоти:

$$l^{ГТУ} = l^{ГТ} - l^k = q_1 - q_2. \quad (5.8)$$

В ГТУ робота компресора може становити до 50 % роботи газової турбіни.

Термічний ККД циклу:

$$\eta_{tp} = 1 - \frac{q_2}{q_1},$$

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}.$$

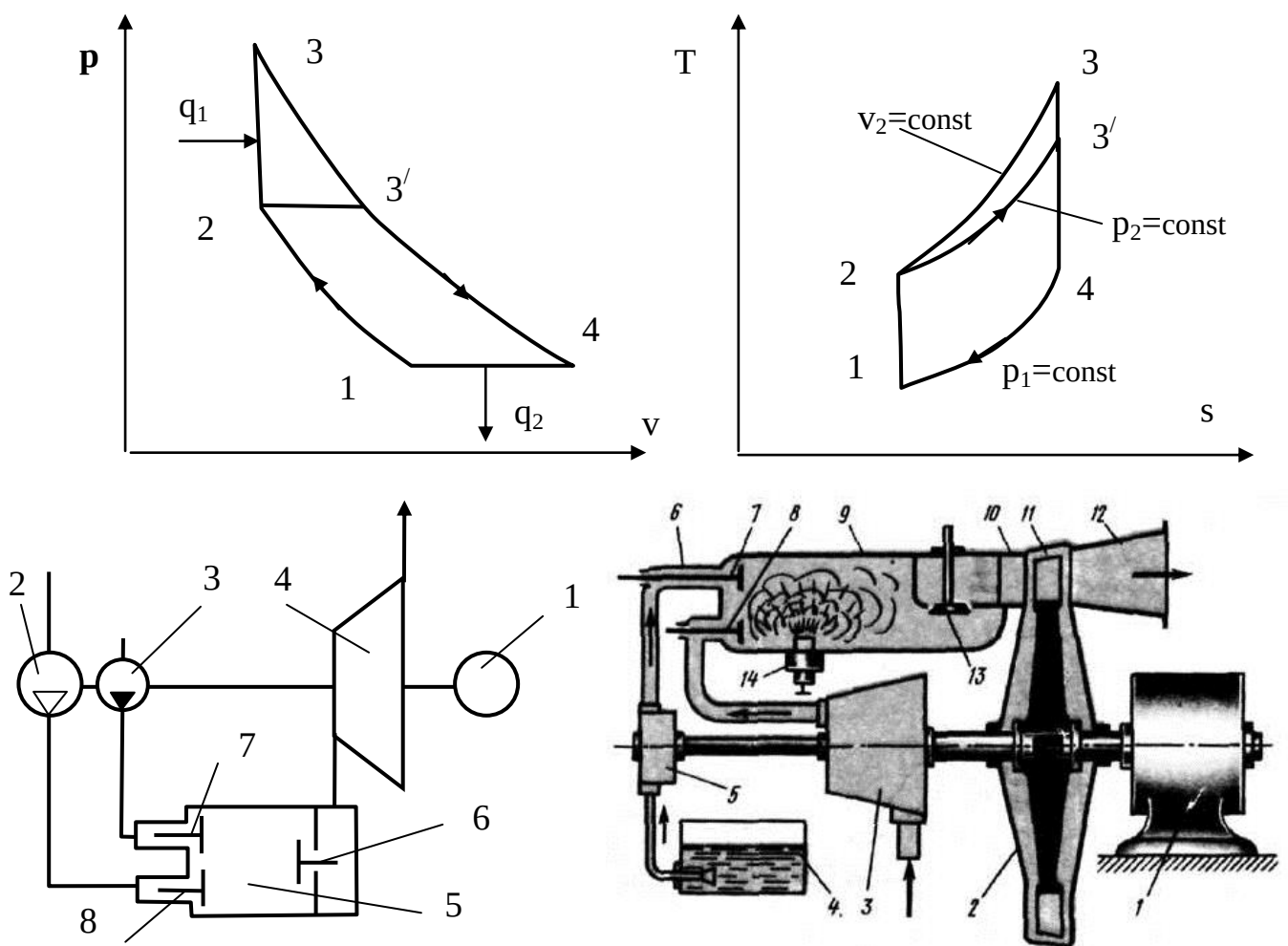
Використовуючи значення температури р. т. в точці 1 і параметри циклу можна отримати залежність для визначення термічного ККД циклу Брайтона:

$$\eta_{tp} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}}.$$

З рівняння випливає, що термічний ККД циклу ГТУ залежить тільки від ступеня підвищення тиску повітря в компресорі, при цьому, чим більше ступінь підвищення тиску в компресорі, тим більше термічний ККД циклу. Однак, економічність оборотного циклу ГТУ не може оцінюватися тільки термічним ККД, необхідно враховувати і корисну роботу циклу ГТУ.

Цикл Гемфрі з підведенням теплоти при $v=\text{const}$

Цикл Гемфрі наведено на рисунку 5.10. Компресор 2, що приводиться в рух газовою турбіною 4, подає стисле повітря в камеру згоряння 5 через керований клапан 8. Рідке паливо в камеру згоряння подається насосом 3, що знаходиться на валу турбіни, через форсунки періодично паливним клапаном 7. В камері згоряння при закритих клапанах 7 і 8 відбувається горіння палива в постійному об'ємі. При збільшенні тиску відкривається клапан 6, який знаходиться в кінці камери згоряння, і продукти згоряння поступають на турбіну, здійснюють роботу і викидаються в атмосферу.



1 – електродвигач;
2 – компресор;
3 – система паливоподачі;
4 – газова турбіна;
5 – камера згоряння ГТУ;
6, 7, 8 – клапани

Рис. 5.10. Схема ГТУ зі спалюванням палива при постійному об'ємі (цикл Гемфрі):
1 – електродвигач; 2 – турбіна;
3 – компресор; 4 – бак; 5 – паливний насос;
6 – трубопровід; 7, 8 – форсунки; 9 – камера згоряння;
10 – сопловий апарат; 11 – лопатки турбіни;
12 – патрубок; 13 – клапан; 14 – свічка запалювання

Процес 1-2 – адіабатне стиснення повітря в компресорі; 2-3 – підведення теплоти в камеру згоряння при $v = \text{const}$; 3-4 – адіабатний процес розширення; 4-1 – ізобарний процес віддачі теплоти в навколишнє середовище.

Параметрами циклу є:

- ступінь підвищення тиску повітря: $\pi = \frac{p_2}{p_1}$;
- ступінь ізохорного підвищення тиску: $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$.

Термічний ККД циклу:

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{q_2}{q_1},$$

$$\text{де } q_1 = h_3 - h_2 = c_v(T_3 - T_2), \quad q_2 = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1).$$

Використовуючи значення температури р.т. в точці 1 і параметри циклу можна отримати залежність для визначення термічного ККД циклу Гемфрі:

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{k(\lambda^{\frac{1}{k}} - 1)}{\pi^{\frac{k-1}{k}} (\lambda - 1)}.$$

З порівняння між собою циклів з підведенням теплоти при $p=\text{const}$ (точка 3') і $v=\text{const}$ (точка 3) видно, що при одному і тому ж ступені підвищення тиску π і однаковій кількості теплоти q_2 , що відводиться, цикл $v=\text{const}$ вигідніше за цикл при $p=\text{const}$. Це пояснюється більшим ступенем розширення в циклі при $v=\text{const}$, а отже, і більшим значенням термічного ККД. Не дивлячись на цю перевагу, цикл з підведенням теплоти при $v=\text{const}$ широкого вживання в практиці не знайшов у зв'язку з ускладненням конструкції камери згоряння і погіршенням роботи турбіни в пульсуючому потоці газу, хоча роботи по вдосконаленню цього циклу продовжуються.

Відпрацьований газ після газотурбінної установки доцільно направляти в теплообмінний апарат для підігріву повітря, що надходить в камеру згоряння, або направляти для потреб комунального господарства.

При розрахунках дійсних процесів, які складають цикл припускають, що вони протікають з тепловими, гідравлічними і механічними втратами; робоче тіло (повітря в компресорі і продукти згоряння у турбіні) не вважають ідеальним газом; хімічний склад робочого тіла приймають змінним при підведенні теплоти в камеру згоряння (при згорянні палива).

Теоретичний та дійсний цикл ГТУ

При розгляді роботи реальних ГТУ (рис. 5.11) необхідно окремо враховувати втрати на необоротність процесів в турбокомпресорі і в газовій турбіні.

Витрата енергії на тертя в компресорі спричиняє за собою збільшення температури робочого тіла, оскільки робота тертя перетворюється на теплоту, яка сприймається робочим тілом, а це призводить до збільшення роботи, що витрачається на стиснення повітря.

Теоретична робота стиснення в компресорі дорівнює:

$$l_{\text{АД}}^{\text{К}} = h_{2'} - h_1,$$

а дійсна:

$$l_i^{\text{К}} = h_2 - h_1,$$

або

$$l_i^{\text{К}} = \frac{l_{\text{АД}}^{\text{К}}}{\eta_{\text{АД}}^{\text{К}}} = \frac{h_{2'} - h_1}{\eta_{\text{АД}}^{\text{К}}},$$

$$l_i^{\text{К}} > l_{\text{АД}}^{\text{К}},$$

де $\eta_{\text{АД}}^{\text{К}}$ – адіабатний ККД турбокомпресора:

$$\eta_{\text{АД}}^{\text{К}} = \frac{l_{\text{АД}}^{\text{К}}}{l_i^{\text{К}}} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1},$$

$$\eta_{\text{АД}}^{\text{К}} = 0,8 - 0,85.$$

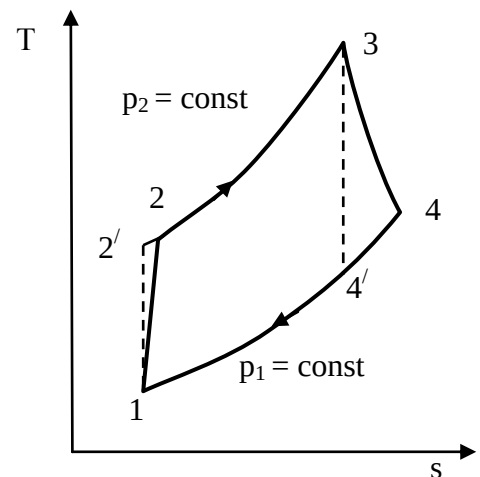


Рис. 5.11. Теоретичний та дійсний цикл ГТУ

Розширення газу в проточній частині турбіни супроводжується втратами на тертя о стінки сопел, лопаток та завихрення потоку, в результаті чого частина

кінетичної енергії робочого тіла перетворюється в теплоту, а ентальпія газу на виході з турбіни h_4 буде більше ентальпії оборотного процесу розширення $h_{4'}$.

Стиснення і розширення газу супроводжується зростанням ентропії, і ці процеси в T-s діаграмі не будуть зображуватися прямими, які паралельні осі ординат.

Теоретична робота розширення робочого тіла в турбіні дорівнює:

$$l_{\text{АД}}^T = h_3 - h_{4'},$$

а дійсна:

$$l_i^T = h_3 - h_4, \quad l_i^T < l_{\text{АД}}^T.$$

Відношення внутрішньої дійсної роботи розширення реальної турбіни до теоретичної роботи ідеальної турбіни називають внутрішнім відносним ККД газової турбіни:

$$\eta_{oi}^T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4'}}.$$

У сучасних турбін: $\eta_{oi}^T = 0,8...0,9$.

Корисна робота ГТУ визначається як різниця роботи розширення продуктів згоряння в турбіні і роботи стиснення повітря в компресорі:

$$l^{\text{ГТУ}} = l^T - l^K.$$

Дійсна корисна робота, яка може бути отримана в ГТУ, дорівнює різниці дійсних робіт розширення в турбіні і стиснення в компресорі:

$$l_{\text{Д}}^{\text{ГТУ}} = (h_3 - h_{4'}) \cdot \eta_{oi} - \frac{h_{2'} - h_1}{\eta_{\text{АД}}^K}; \quad \eta_{oi} = \frac{H_i}{H_o}; \quad H_o = h_3 - h_{4'}; \quad H_i = h_3 - h_4.$$

Ефективна потужність N_E , яку знімають з валу турбіни:

$$N_E = B H_{\hat{i}} \eta_{\text{OE}}, \quad \eta_{\text{OE}} = \eta_{oi} \eta_{\hat{i}},$$

де H_o – наявний теплоперепад; H_i – дійсний теплоперепад.

Внутрішня (індикаторна) потужність:

$$N_i = \frac{N_E}{\eta_M}.$$

Питома ефективна витрата палива (кг/кВт·год) являє собою відношення:

$$b_E = \frac{3600 \cdot B}{N_E}.$$

Методи підвищення ККД ГТУ

Основна частина теплоти відпрацьованих газів після турбіни викидається в атмосферу, що обумовлює низький ККД – 25-30 % і значний вплив на екологію.

Термічний ККД ГТУ зі згорянням палива при $p = \text{const}$ росте із збільшенням ступеня підвищення тиску π . Проте із зростанням π збільшується і температура газів в кінці процесу згоряння палива T_3 , внаслідок чого швидко руйнуються лопатки турбін і соплові апарати, охолодження яких складне.

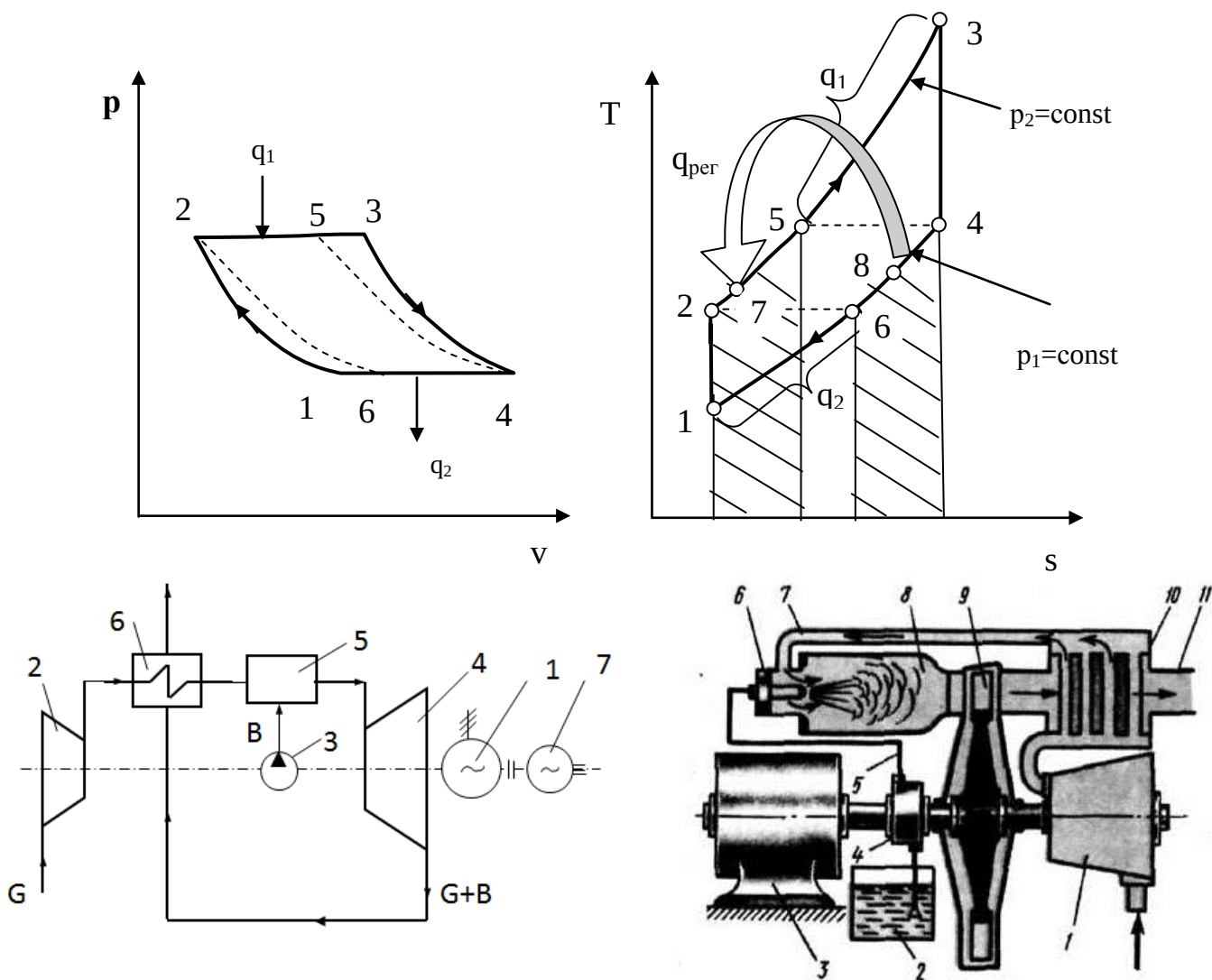
Зростання економічності ГТУ (збільшення $I_{\text{ц}}$ і ККД) досягають не лише підвищенням T_3 , але і іншими способами, пов'язаними зі зменшенням кількості теплоти, яка відводиться до холодного джерела: введенням регенерації теплоти і сумісним застосуванням проміжного охолодження робочого тіла в процесі стиснення (при великих значеннях π) і підігрівання його в процесі розширення.

Щоб збільшити ККД ГТУ застосовують регенерацію теплоти, багатоступінчасте стиснення повітря в компресорі, багатоступінчасте спалювання та ін.

Газ, що пройшов через робочі органи турбіни і викинутий в оточуюче середовище, має більш високу температуру, ніж повітря, що надходить в камеру згоряння після стиснення в компресорі. Це дає можливість вдосконалити роботу ГТУ шляхом використання теплоти відхідних газів для попереднього підігріву повітря перед подачею його в камеру згоряння. Цей процес називається регенерацією.

Розглянемо застосування регенерації теплоти ГТУ в циклі зі спалюванням палива при $p = \text{const}$ (рис. 5.12). Стисле повітря з компресора 2 прямує в регенератор 6, де підігрівається за рахунок теплоти відхідних газів, і надходить в камеру згоряння 5, куди подається насосом 3 паливо. Далі продукти згоряння поступають на газову турбіну 4, розширюються і прямують в регенератор 6, де віддають теплоту стисненому повітрю.

Оскільки корисна робота в циклах з регенерацією і без неї однакова, а кількість теплоти q_1 , що витрачається на нагрівання повітря в камері згоряння зменшується на величину заштрихованої області, то $\eta_t^{\text{РЕГ}}$ зростає.



1 – електрогенератор;
 2 – компресор;
 3 – система паливоподачі;
 4 – газова турбіна;
 5 – камера згоряння ГТУ;
 6 – регенератор.
 7 – пусковий двигун.
 G – витрата повітря; B – витрата палива

Рис. 5.12. Схема ГТУ з регенерацією і ізобарним підведенням теплоти:
 1– компресор; 2– бак; 3– електрогенератор; 4 – паливний насос; 5,7 – трубопроводи; 6 – форсунка; 8 – камера згоряння; 9 – лопатки турбіни; 10 – теплообмінник; 11–патрубок

Якщо припустити, що охолодження газів в регенераторі відбувається до температури повітря, що надходить до нього, тобто від T_4 до $T_6 = T_2$, то регенерація повна.

Термічний ККД циклу при повній регенерації, коли $T_4 - T_6 = T_5 - T_2$, знайдемо за рівнянням:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1},$$

де

$$q_1 = c_p(T_3 - T_5) = c_p(T_3 - T_4),$$

$$q_2 = c_p(T_6 - T_1) = c_p(T_2 - T_1),$$

тоді:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4}.$$

Знайдемо T_2 і T_3 через T_1 і отримаємо:

$$\eta_t^{\text{РЕГ}} = 1 - \frac{T_1}{T_4}.$$

ККД циклу з підведенням теплоти при $p = \text{const}$ і повною регенерацією залежить від початкової температури газу T_1 та від температури в кінці адіабатного розширення T_4 . Чим вище T_4 і нижче T_1 , тим більше $\eta_t^{\text{РЕГ}}$.

Практично повну регенерацію здійснити не можна внаслідок обмежених розмірів регенераторів і наявності кінцевої різниці температур між потоками газу, що нагрівається і охолоджується. В цьому випадку повітря, що нагрівається в регенераторі, буде мати температуру $T_7 < T_5$, а газ, які охолоджуються – $T_8 > T_6$. Тому $\eta_t^{\text{РЕГ}}$ циклу повинен залежати від ступеня регенерації, який визначається, як відношення температур:

$$\sigma = \frac{T_7 - T_2}{T_5 - T_2} = \frac{T_4 - T_8}{T_4 - T_6} = \frac{T_4 - T_8}{T_5 - T_2}.$$

Термічний ККД ГТУ з неповною регенерацією (при $\sigma < 1$), визначається:

$$q_1 = c_p(T_3 - T_7), \quad q_2 = c_p(T_8 - T_1),$$

$$\eta_t^{\text{РЕГ}} = 1 - \frac{T_8 - T_1}{T_3 - T_7},$$

або:

$$\eta_t^{\text{РЕГ}} = 1 - \frac{T_4 - T_1 - \sigma(T_5 - T_2)}{T_3 - T_2 - \sigma(T_5 - T_2)}.$$

Величина ступеня регенерації залежить від конструкції теплообмінника або від величини робочих поверхонь. Регенерацію теплоти можна здійснити і у ГТУ з $v = \text{const}$.

ГТД (газотурбінні двигуни) можуть працювати на газоподібному, рідкому або твердому паливі.

Принцип роботи ГТ і ПТ однаковий, але конструкція проточної частини ГТ значно простіша. Вони працюють на відносно невеликому теплоперепаді і тому мають невелику кількість ступеней.

У зв'язку з великою температурою продуктів згоряння до 1000 °С деталі проточної частини (сопла, робочі лопатки, диски, вали) виготовляють з легованої високоякісної сталі.

Для надійної роботи у більшості турбін передбачено інтенсивне охолодження деталей корпусу і ротора. Соплові і робочі лопатки турбіни, як правило, охолоджують повітрям, що відбирають за компресором або з його проточної частини. Сумарна витрата повітря на охолодження всіх деталей і вузлів турбіни може бути істотною – до 10 % і більше від його витрати на вході в компресор.

Конструкції ГТУ та їх вузлів залежать від обраної конструктивної схеми, тобто від взаємного розташування компресорів, камер згоряння, турбін, повітроохолоджувачів і регенераторів.

Підвищення питомої потужності ГТУ досягають в багатоагрегатних ГТУ введенням проміжного охолодження робочого тіла в процесі багатоступеневого стиснення або підігріву в процесі розширення. Можливе застосування обох цих способів в одній установці. Число проміжних агрегатів, їх питомі параметри і температурні умови можуть бути різними.

ГТД знайшли широке застосування на ТЕС для приводу електрогенераторів, на пересувних електростанціях, як двигуни літальних апаратів, танків, як силові суднові установки і для приводу допоміжних машин і механізмів компресорів, насосів).

Газотурбінна електростанція - це теплова електрична станція, в якій як привод електрогенератора використовується газова турбіна (рис. 5. 13). Газотурбінні електростанції застосовуються в місцях нових розробок родовищ корисних копалин та нафтових родовищах.

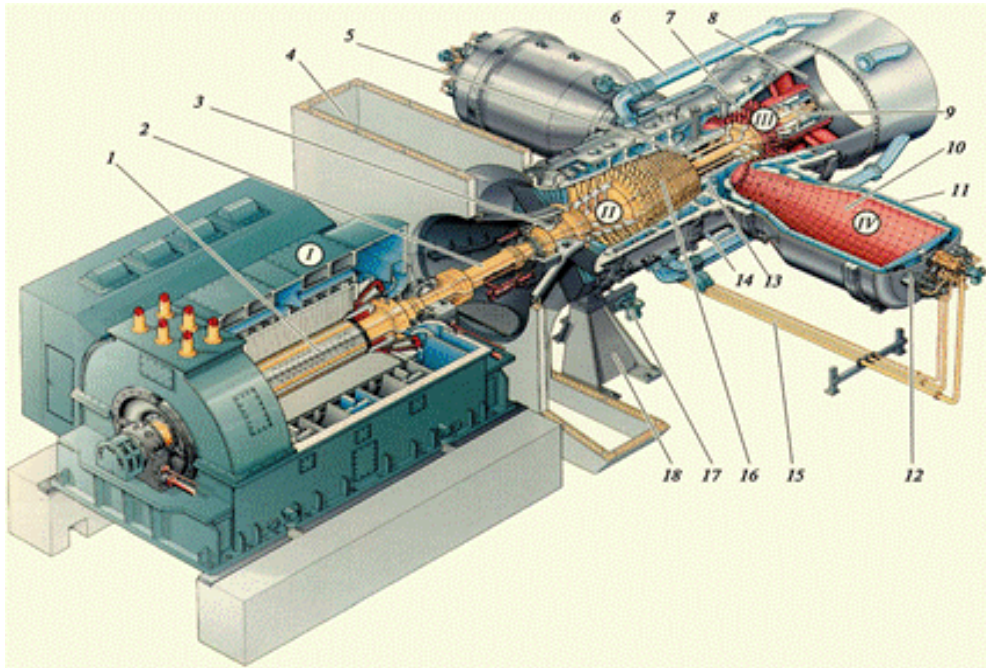


Рис. 5.13. Газотурбінна електростанція ГТУ V94.3 Siemens:

I – електрогенератор; II – осьовий компресор; III – газова турбіна; IV – камера згоряння. 1 – ротор електрогенератора; 2 – вал-проставка; 3 – передня опора ротора; 4 – шахта підведення повітря від комплексного повітроочисного пристрою; 5 – стягувальний болт ротора ГТУ; 6 – обвідні трубопроводи; 7 – проточна частина газової турбіни; 8 – вихідний патрубок ГТУ (дифузор); 9 – задня опора ротора; 10 – полум'яна труба камери згоряння; 11 – корпус камери згоряння; 12 – пальники; 13 – вихідний дифузор компресора; 14 – трубопровід подачі повітря на охолодження корпусних елементів і соплових лопаток газової турбіни; 15 – трубопроводи подачі паливного газу; 16 – проточна частина компресора; 17 – серводвигун вхідного направляючого апарату; 18 – передня опора ГТУ

Техніко-економічні показники ГТУ

1) Наявний теплоперепад у турбіні, кДж/кг:

$$H_0 = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

де p_1 – початковий тиск [Па]; p_2 – тиск за турбіною [Па];

k – показник адіабати; R – газова стала [кДж/кг·К];

T_1 – початкова температура [К].

2) Ефективна потужність турбіни, кВт:

$$N_E = G_T \cdot H_0 \cdot \eta_{OE},$$

де G_{Γ} – витрата продуктів згоряння [кг/с];

η_{OE} – відносний ефективний к.к.д.

3) Внутрішня потужність турбіни, кВт:

$$N_i = \frac{N_E}{\eta_i},$$

де η_M – механічний к.к.д.

4) Питома ефективна витрата палива b_E (кг/кВт· год):

$$b_E = \frac{G_{\Gamma}}{N_E} = \frac{3600}{H_0 \cdot \eta_{OE}}.$$

5.3. Парогазові і газопарові установки

Один з основних напрямів підвищення економічності теплоенергетичного устаткування - застосування комбінованих установок з паровими і газовими турбінами [6]. Вже створені і експлуатуються установки ККД яких помітно перевищує 50%.

Теплота палива, яка в ГТУ не перетворюється на роботу, може бути утилізована для теплофікації, виробництва промислової пари або використовуватись у комбінованих ПГУ циклах для отримання додаткової роботи.

Ідея об'єднання газотурбінного і паротурбінного циклів в єдиний парогазовий цикл (ПГУ) виникла при аналізі переваг і недоліків циклів ГТУ і ПТУ, які наочно можна показати в T-s діаграмі, перетворивши їх в еквівалентні цикли Карно (рис. 5.14).

З рис. 5.14 видно, що перевага ГТУ у високому температурному рівні підведення теплоти до робочого тіла і недолік – у високій температурі відведення теплоти від робочого тіла. У ПТУ навпаки, перевага – в низькій температурі відведення теплоти від робочого тіла, близькій до температури навколишнього середовища, і недолік – в низькій температурі підведення теплоти до робочого тіла.

З даного аналізу очевидна доцільність використання теплоти відхідних газів ГТУ як джерела теплоти для ПТУ (рис. 5.14).

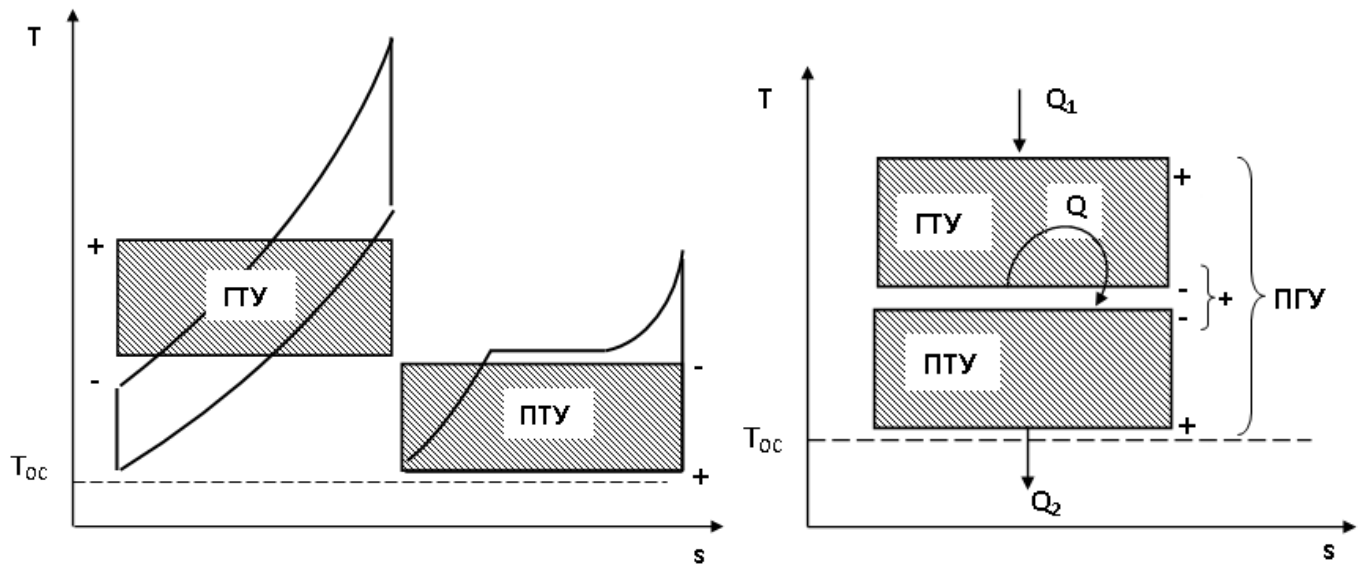


Рис. 5.14. До аналізу циклів ГТУ і ПТУ в $T-s$ діаграмі

Комбінація парових і газових турбін дозволяє істотно підвищити їх техніко-економічні показники. Цього досягають створюючи парогазові (ПГУ) і газопарові (ГПУ) установки (рис.5.15).

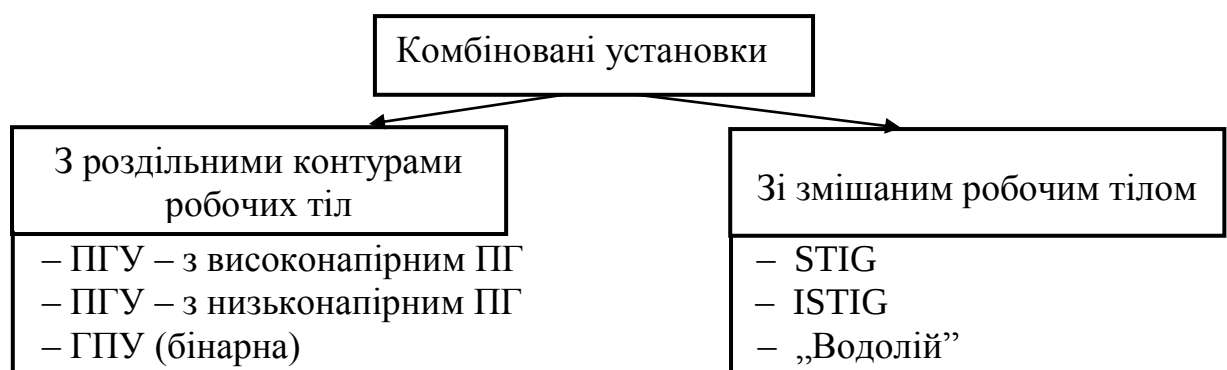


Рис.5.15. Класифікація комбінованих установок

Вища початкова температура циклу ГТУ визначає її істотну термодинамічну перевагу порівняно з ПТУ, виконує роль надбудови над ПТУ, що зумовлює підвищення сумарного ККД комбінованого циклу.

В установках зі звичайним ПГ основна частина потужності (до 70-80 %) генерується в паровому контурі, тому такі установки називають парогазовими і позначають ПГУ.

В установках з котлом-утилізатором велика частина потужності виробляється в газовому контурі, тому такі установки називають газопаровими і позначають ГПУ.

Комбіновані установки з роздільними контурами робочих тіл

Характеризуються відсутністю контакту між газоподібним (продукти згоряння) і пароподібним робочими тілами, кожне з яких діє в самостійному контурі, а теплообмін між ними здійснюється в теплообмінних апаратах поверхневого типу.

Такі установки виконуються з висонапірним парогенератором, в якому пара генерується за рахунок теплоти горіння палива в камері згорання або теплоти відхідних газів з газової турбіни та додаткового палива в низьконапірному парогенераторі, та з котлом-утилізатором – бінарна ГПУ, в якому пара генерується за рахунок теплоти відхідних газів з газової турбіни (рис. 5.16).

ПГУ з ВПГ та НПГ

В установках з ВПГ (рис. 5.16) стиснене компресором 2 повітря подається в камеру згоряння ГТУ з високонапірним парогенератором 5, куди надходить рідке або газоподібне паливо з системи паливоподачі 3. Теплота згоряння палива використовується для одержання перегрітої водяної пари в ВПГ та отримання робочого тіла (суміш повітря і продуктів згоряння), яке виконує роботу в газовій турбіні з виробництвом електричної енергії.

Після газової турбіни продукти згоряння з високою температурою направляються в регенеративний газоводяний підігрівач 7, де охолоджуються підігрівачи конденсат, який подається насосом 8 з конденсатора 9. Нагріта вода направляється у ВПГ 5. Згенерована пара прямує до парової турбіни ПТ 6, де виконує корисну роботу з отриманням електричної енергії в електрогенераторі 1.

У цій схемі парогенератор поєднаний з камерою згоряння газового контуру, і все паливо згоряє при високому тиску та температурі. В ПГУ з ВПГ повітря стискається в компресорі до тиску точка 2 і нагрівається в КЗ до температури

точки 3 (900-1000 °С при повітряному охолодженні проточної частини газової турбіни і до 1200-1300 °С при рідинному охолодженні).

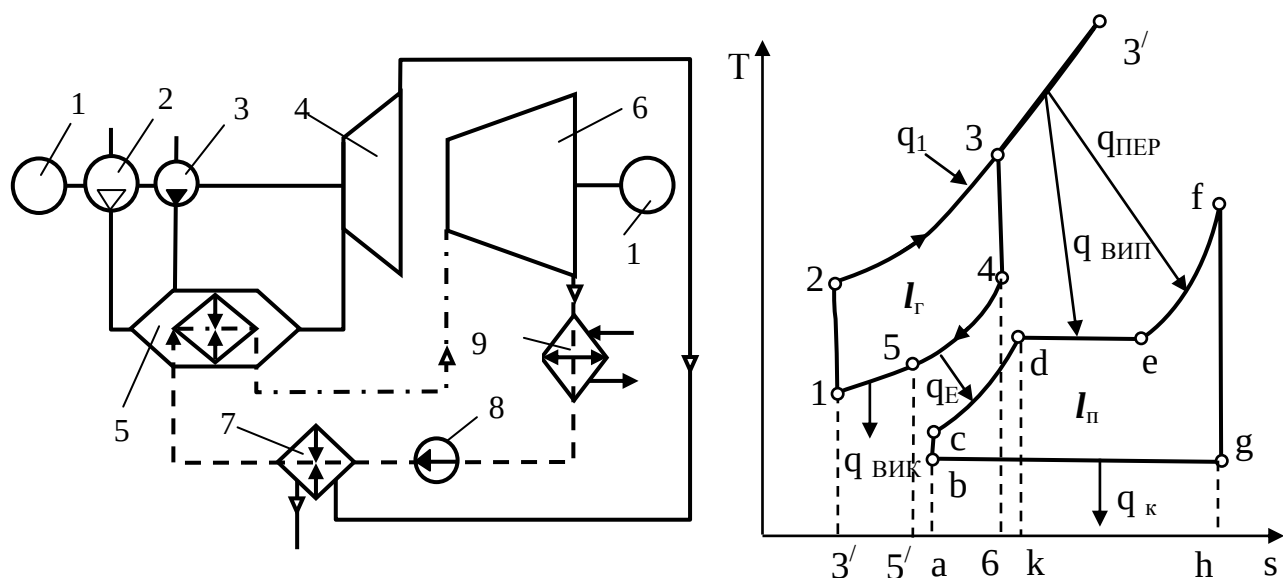


Рис. 5.16. Схема і цикл парогазотурбінної установки з ВПГ:

1 – електрогенератори; 2 – компресор; 3 – система паливоподачі;
4 – газова турбіна; 5 – камера згоряння ГТУ з високонапірним парогенератором;
6 – парова турбіна; 7 – водяний підігрівач; 8 – насос; 9 – конденсатор

Продукти згоряння розширюються в газовій турбіні до тиску точки 4 та виконують роботу I_{Γ} (площа 1234). За наявності в схемі регенератора втрати теплоти $q_{\text{вик}}$ з газами, що викидаються в атмосферу, зображуються площею 55'3'3. Пальне згоряє в топковій камері ВПГ під тиском, який створює компресор (лінія 2-3'). По лінії 3'-3 продукти згоряння віддають теплоту $q_{\text{вип}}$ на випаровування води і $q_{\text{пер}}$ на перегрів пари. По лінії 4-5 від газів відводиться теплота q_e на підігрів води в підігрівачі 8 і з температурою $t_{5.5}$ викидаються в навколишнє середовище.

Пара виконує в паровій турбіні роботу I_{Π} , що зображується площею b-c-d-e-f-g. Площа a-b-g-h еквівалентна втратам теплоти q_k з охолоджуючою водою в конденсаторі. В результаті з підведеної в цикл теплоти згоряння $q_{\text{пал}}$ на корисну роботу перетворюється $I_{\Gamma} + I_{\Pi}$ і втрачається в оточуюче середовище $q_{\text{вик}} + q_k$.

ККД ПГУ з ВПГ близький за значенням до ККД ПГУ з НПГ, він досягає 50 % і більше.

У ПГУ з НПГ (рис. 5.17) відхідні гази після газової турбіни скидають у топку звичайного котла і за рахунок кисню, який в них міститься (коефіцієнт надлишку повітря у відхідних газах більше 3), використовуються для спалювання додаткового палива, що надходить з системи паливоподачі 11 в топку котла. Передача теплоти до води і пари відбувається по ізобарі $4' - 4$ низького тиску, близького до атмосферного.

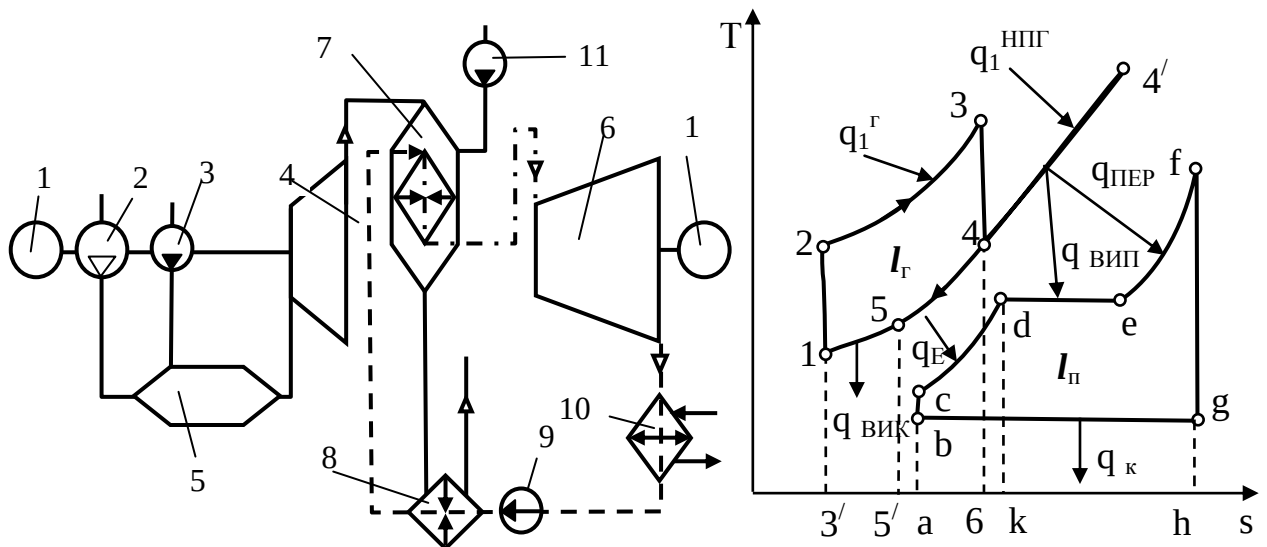


Рис. 5.17. Схема і цикл парогазотурбінної установки з НПГ:

- 1 – електрогенератори; 2 – компресор; 3 – система паливоподачі;
- 4 – газова турбіна; 5 – камера згоряння ГТУ; 6 – парова турбіна;
- 7 – низьконапірний парогенератор; 8 – водяний підігрівач; 9 – насос;
- 10 – конденсатор; 11 – система паливоподачі в НПГ

У сумарній електричній потужності парогазових установок з НПГ частка потужності газотурбінного агрегату зазвичай становить 15-35 %. Температура відхідних газів сучасних енергетичних ГТУ в більшості випадків становить 450–550 °С, а вміст кисню в них – 14-16 % за об'ємом. Такі параметри відхідних газів дозволяють успішно використовувати їх як окислювач при спалюванні палива в котлах, так і теплоносія, що передає частину теплоти палива ГТУ робочому тілу паротурбінної установки.

Високий тиск (5-10 бар) та швидкість газів в топці і газоходах ВПГ обумовлює високу інтенсивність теплообміну між продуктами згоряння палива і водяним робочим тілом. Тому габарити ВПГ в 2-3 рази менші, ніж у звичайних

котлоагрегатів (НПГ), а ККД ПГУ з ВПГ вище, ніж у ПГУ з НПГ. З другого боку, останні мають дві переваги: можливість роздільної роботи парової і газової турбін та можливість спалювати вугільне паливо в НПГ.

ККД ПГУ з НПГ досягає 50 %. У таких установках може використовуватися серійне паротурбінне обладнання з температурою $t_0 = 550\text{ }^{\circ}\text{C}$ і регенерацією. За типом таких схем ПГУ може бути проведена реконструкція морально застарілих ПТУ на низьких параметрах пари. У цьому випадку не потрібна серйозна реконструкція парового котла.

Схема і цикл бінарної ГПУ

В схемі бінарної ГПУ у паровому циклі використовується тільки теплота газів, які відпрацювали в газовому циклі.

Компресор 2 (рис. 5.18) подає стисле повітря в камеру згоряння 5 (КЗ), в яку подається паливо. Продукти згоряння поступають на газову турбіну 4 (ГТ), де виконують корисну роботу. Газова турбіна є приводом компресора, паливного насоса 3 і генератора 1 для виробництва електричної енергії. Після турбіни газі прямують в котел-утилізатор 7, куди надходить підігріта вода з водяного підігрівача 8. За рахунок теплоти продуктів згоряння вода перетворюється на пару, перегрівається і надходить на парову турбіну 7, де відбувається перетворення кінетичної енергії пари в механічну, а потім в електричну в генераторі 11. Відпрацьована пара надходить в конденсатор 10, конденсується і насосом 9 подається у водяний підігрівач 8, де підігрівается за рахунок теплоти відхідних газів з котла-утилізатора.

Розглянемо цикл ГПУ у $T-s$ діаграмі. Продукти згоряння виконують роботу L_{Γ} (площа 1234). По лінії 2-5 від газів відводиться теплота q_E на підігрів води в підігрівачі 8, теплота $q_{\text{вип}}$ на випаровування води, теплота $q_{\text{пер}}$ на перегрів пари і з температурою t_5 викидаються в атмосферу. Втрати теплоти $q_{\text{вик}}$ зображуються площею 55'3'3.

Пара виконує в паровій турбіні роботу $L_{\text{п}}$, що зображується площею b-c-d-e-f-g. Площа a-b-g-h еквівалентна втратам теплоти q_K з охолоджуючою водою в конденсаторі. В результаті з підведеної в циклі теплоти згоряння $q_{\text{пал}}$ на

корисну роботу перетворюється $L_{\Gamma} + L_{\Pi}$ і втрачається в оточуюче середовище $q_{\text{ВИК}} + q_{\text{К}}$.

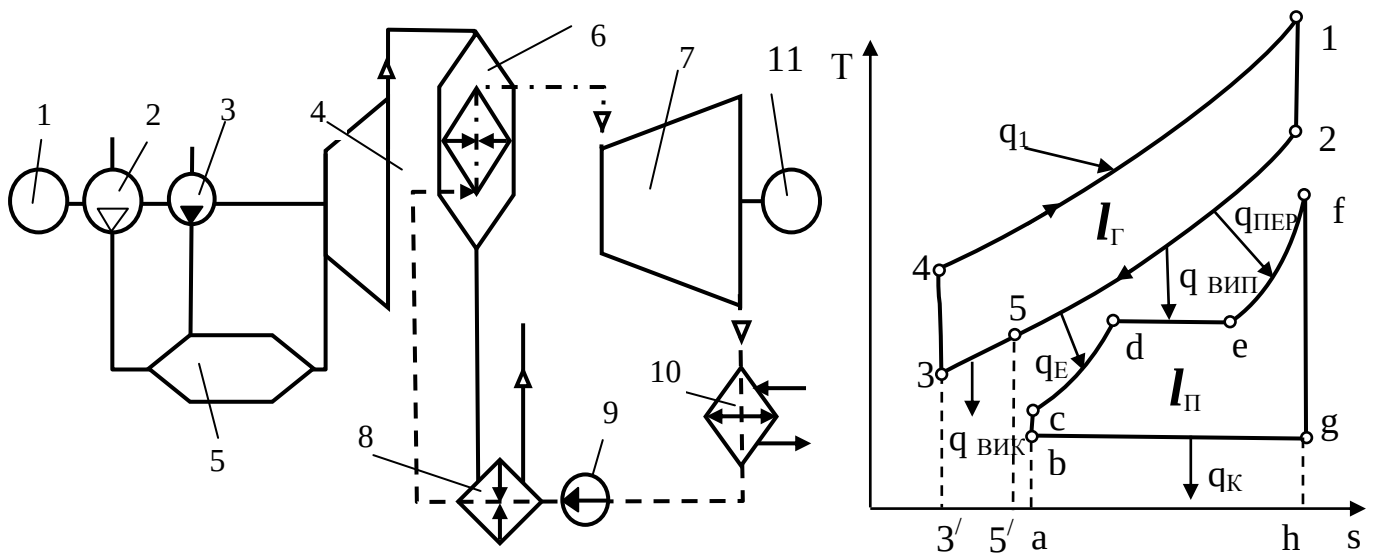


Рис. 5.18. Схема і цикл бінарної газопаротурбінної установки:
1, 11 – електрогенератори; 2 – компресор; 3 – система паливоподачі;
4 – газова турбіна; 5 – камера згоряння ГТУ; 6 – котел-утилізатор;
7 – парова турбіна; 8 – водяний підігрівач; 9 – насос; 10 – конденсатор

Газопарові установки з котлом-утилізатором при початковій температурі газу $T=1500 \text{ K}$ і тиском пари $p = 10 \text{ МПа}$ мають високу термічну ефективність, а їх ККД знаходиться на рівні 50-50,5 %.

У ПГУ з КУ недоцільна регенерація як в газовому, так і в паровому контурах. Регенерація в газовому контурі призведе до зниження температури t_f в паровому контурі, а регенерація в паровому контурі призведе до підвищення температури T_5 відхідних газів ГТУ. Обидва ці фактори викликають зниження ККД ПГУ з КУ.

Бінарні ПГУ застосовуються з конденсаційною або паротурбінною частиною. Електричний ККД таких ПГУ у конденсаційному виконанні становить 50-58 %, у теплофікаційному виконанні коефіцієнт використання палива $\eta_{\text{ВИК}} = 85-87 \%$.

Бінарні ГПУ з теплофікаційними паровими турбінами виробляють електричну і теплову енергію, відповідають вимогам сезонного споживання теплоти.

Комбіновані установки зі змішаним робочим тілом

Самою простою схемою установки зі змішаним робочим тілом є контактна газопаротурбінна установка (КГПТУ) з введенням води або пари з котла-утилізатора в камеру згоряння ГТ (рис. 5.19). Простота технологічної схеми забезпечує низьку вартість виробленої електроенергії, що і обумовило великий інтерес до них як у нас, так і за кордоном, де цикл їх роботи отримав назву «STIG» або за наявності проміжного охолодження повітря в компресорі «ISTIG». STIG (Steam Intension Gas Turbine).

В схемах цієї групи замість ГТ і ПТ застосовують одну турбіну і використовується одне робоче тіло – парогазова суміш.

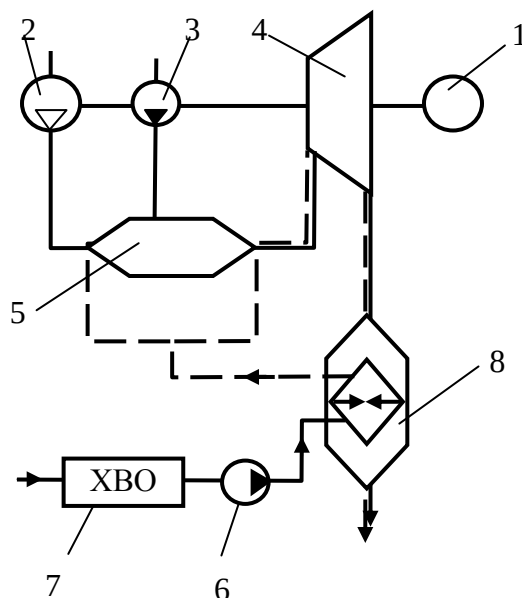


Рис. 5.19. Схема установки із змішаним робочим тілом типу «STIG»
(з упорскуванням пари в камеру згоряння):

1 – електрогенератор; 2 – компресор; 3 – система паливоподачі; 4 – газова турбіна;
5 – камера згоряння ГТУ; 6 – насос; 7 – хімводоочищення; 8 – котел-утилізатор

Стиснене повітря і паливо поступають в камеру згоряння. Вода з системи хімводоочищення ХВО (7) насосом 6 подається в котел-утилізатор (8), куди надходять відпрацьовані гази після газової турбіни 4. Утворена пара в КУ разом з повітрям подається на початку КЗ, так зване екологічне упорскування (для зменшення оксидів NO_x) і як енергетичне упорскування в середину КЗ (пара підмішується до продуктів згоряння). Останнє забезпечує можливість підвищення ККД установки до 51-56 %. Після чого парогазова суміш надходить до турбіни.

Висока ефективність циклу обумовлена двома причинами:

1) використанням теплоти газів після турбіни у ТУК з метою генерування перегрітої пари;

2) підвищенням $\eta = \frac{l_T - l_K}{l_T}$; l_T – робота газової турбіни; l_K – робота компресора.

Для ГТУ, що працює за циклом Брайтона, робота компресора l_K становить 60-70 % від корисної роботи турбіни. В циклі ПГУ частина повітря заміщується водяною парою, що зменшує витрати на його стиснення. Вода, яка використовується для генерації пари в КУ стискається живильним насосом, робота якого складає всього декілька відсотків від корисної роботи турбіни l_T . В результаті значно підвищується ККД циклу STIG порівняно з циклом Брайтона (за однакових початкових параметрів) та зростає питома потужність.

Не дивлячись на переваги цикл «STIG» має суттєві недоліки. Перший з них пов'язаний з високою температурою пари, що генерується, яка обумовлена максимальною термодинамічною ефективністю циклу ПГУ. Це не дозволяє домогтися глибокої утилізації теплоти відпрацьованих газів. Проте, якщо поглибити утилізацію теплоти відпрацьованих газів, то термодинамічна ефективність КГПТУ підвищиться.

Другий недолік пов'язаний з тим, що водяна пара, як компонент робочого тіла, після проходження газової турбіни і котла-утилізатора, викидається разом з продуктами згоряння в атмосферу. Тому в циклі «STIG» є безповоротні втрати води з відхідними газами. Поповнення втрат ведеться хімічно очищеною водою, експлуатаційні витрати на підготовку якої складають 5-6 % паливної складової вартості електроенергії.

Останнім часом вимоги екологічних служб в питанні використання річкової і підземної води для енергетичних установок стають більш жорсткі, а у ряді районів вода для використання в технологічних цілях зовсім відсутня. В цих умовах, реалізація ПГУ без конденсації пари з відпрацьованих газів не має термодинамічного сенсу.

Розв'язок цієї проблеми запропоновано в КГПТУ з конденсацією води в циклі, яка має назву «Водолій» (рис. 5.20). Вона побудована на принципово нових теоретичних засадах і здатна прийняти на себе оновлення всіх напрямків енергетичної галузі: виробництво електричної і теплової енергії на ТЕЦ, виробництво електричної і теплової енергії за рахунок вторинних енергоресурсів, як на промислових підприємствах, так і на компресорних станціях (КС), для подовження ресурсу АЕС та ін.

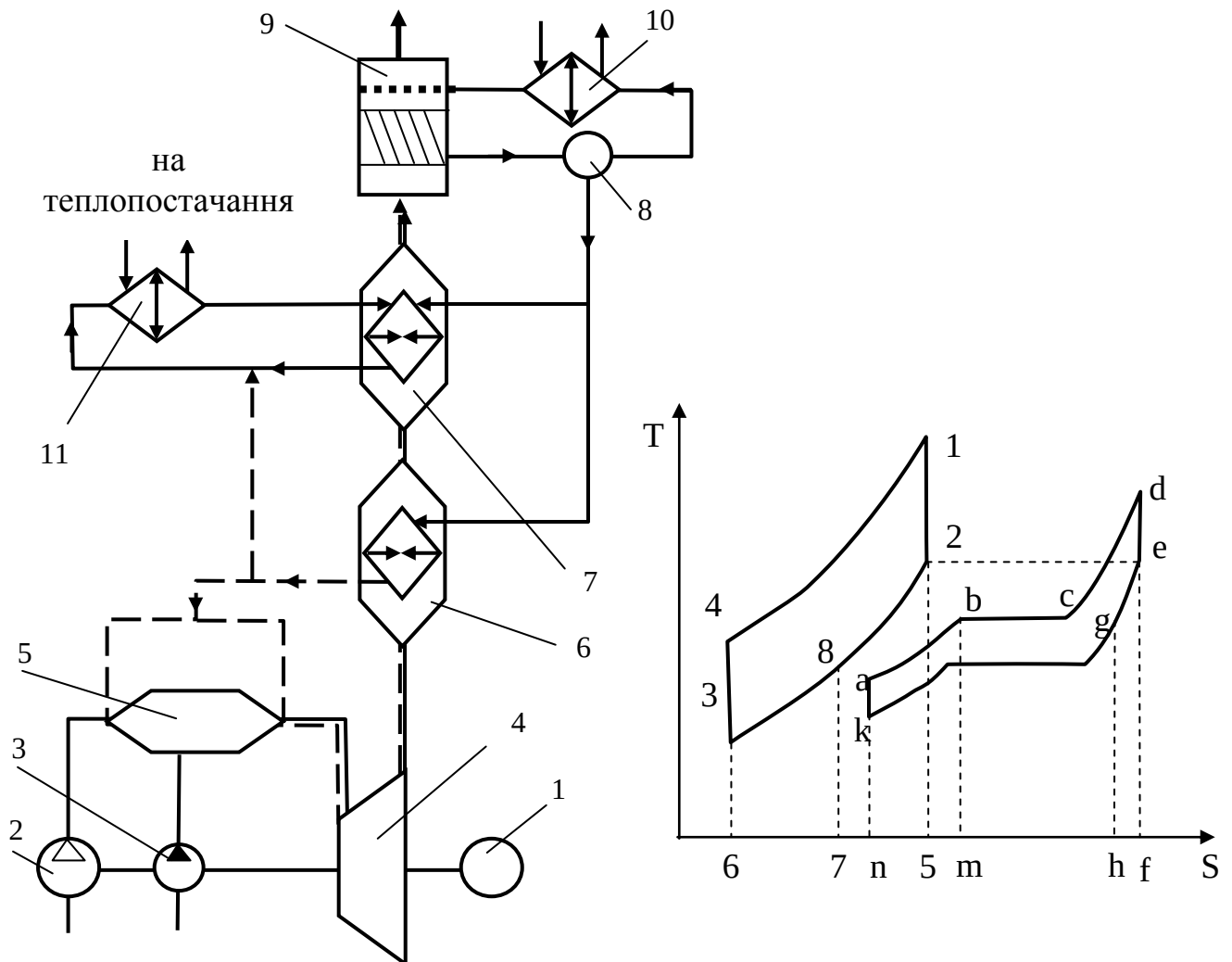


Рис. 5.20. Принципова схема установки з конденсацією води в циклі:
 1 – електрогенератор; 2 – компресор; 3 – система паливоподачі; 4 – газова турбіна;
 5 – камера згорання ГТУ; 6 – котел-утилізатор; 7 – теплообмінник гарячої води;
 8 – ємність-накопичувач конденсату; 9 – контактний конденсатор з сітчастою насадкою; 10 – охолоджувач; 11 – теплообмінник теплопостачання

Установка складається з блоку газотурбінного двигуна, доробленого під упорскування водяної пари в камеру згорання, автоматизованого котла-

утилізатора (парогенератора) 6, теплообмінника гарячої води 7, контактного конденсатора 9, електрогенератора 1, теплообмінника теплопостачання 11, охолоджувача води 10, допоміжного обладнання.

В котлі-утилізаторі 6 завдяки теплоті газів, які виходять з ГТД, генерується пара з тиском 2,5 МПа і температурою 600 К, яка упорскується в камеру згорання ГТД як екологічне і енергетичне робоче тіло. Також в камеру згорання подається паливо і повітря з компресора 2. Утворений в камері згорання 5 парогазовий потік з паровмістом 0,18-0,2 надходить в турбіну, де його енергія перетворюється в механічну роботу. Після турбіни 4 парогазовий потік подається в котел-утилізатор 6, а його температура знижується до 450-460 К. Далі відпрацьовані гази йдуть на теплообмінник гарячої води 7, віддають теплоту воді, яка циркулює по замкненому контуру між ним і теплообмінником теплопостачання 11 і прямують в контактний конденсатор 9, де охолоджується в процесі прямого контакту з водою, що упорскується в конденсатор.

При цьому температура парогазового потоку знижується до температури конденсації, а пара конденсується і у вигляді конденсату з охолоджуючою водою зливається самотієм в ємність-накопичувач конденсату 8 і далі в охолоджувач 10, звідки 3-4 % її витрати використовується для живлення парогенератора, а 97-96 % після охолодження в охолоджувачі водоводяного чи водоповітряного типу повертається для подачі в систему охолодження парогазового потоку.

КГПТУ «Водолій» відрізняється від «STIG» наявністю контактний конденсатора-газоохолоджувача 9, який дозволяє генерувати додаткову воду в зимовий період, поглинати водою шкідливі речовини (NO_x і SO_2) з відхідних газів і зменшувати теплові викиди в оточуюче середовище. Очищення води від поглинутих газів не потребує великих витрат.

Подача пари в зону горіння камери згорання дозволяє зменшити температуру в зоні горіння (яка негативно впливає на матеріал камери згорання) та витрату повітря, яке подається для горіння, тобто буде зменшуватись робота компресора.

Повний термодинамічний цикл ПГУ складається з двох циклів: газового (1-2-8-3-4-1) і парового (a-b-c-d-e-g-k-a) (рис. 5.20). Розрахунки показують, що термічний ККД комбінованого циклу збільшується у порівнянні з окремо взятими ККД парового і газового циклів і дає економію палива до 15 %.

Ефективний ККДПГУ дорівнює:

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \frac{L_{\text{Г}} + L_{\text{П}}}{BQ_{\text{Р}}^{\text{Н}}},$$

де $L_{\text{Г}}$ і $L_{\text{П}}$ корисна робота газової і парової частини циклу.

Загальний вигляд ГПТУ «Водолій» наведено на рисунку 5.21.

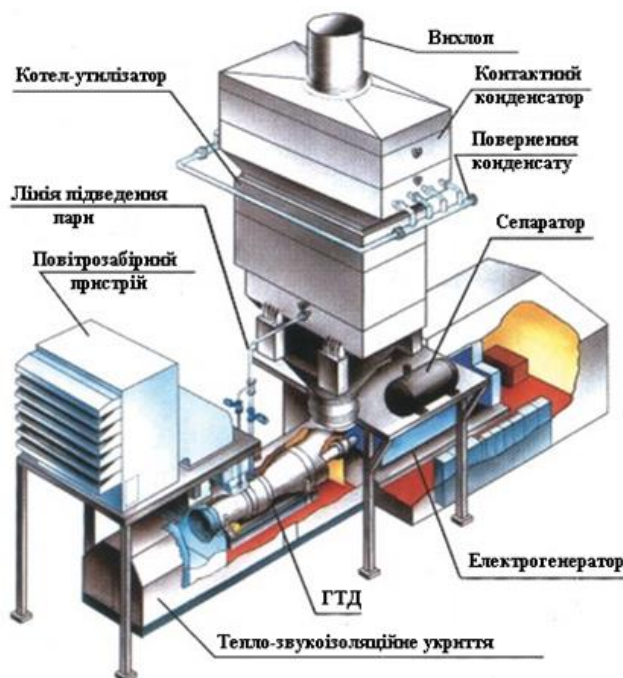


Рис. 5.21. Загальний вигляд КГПТУ «Водолій»

Контрольні запитання

1. Які типи ДВЗ вам відомі?
2. На якому паливі можуть працювати поршневі ДВЗ?
3. Що відображають індикаторні діаграми?
4. За якими циклами працюють ДВЗ?
5. Пояснити принцип роботи ДВЗ за циклом Трінклера.

6. За яким циклом працюють карбюраторні двигуни?
7. Що таке детонація та причини її виникнення?
8. Які особливості роботи ДВЗ за циклом Дизеля?
9. Що вам відомо про роботу інжекторних двигунів?
10. Перерахувати техніко-економічні показники ДВЗ.
11. Що входить до складу газотурбінної установки?
12. За якими циклами працюють ГТУ?
13. Які переваги ГТУ у порівнянні з ДВЗ вам відомі?
14. Описати принцип дії ГТУ за циклом Брайтона.
15. Описати принцип дії ГТУ за циклом Гемфрі.
16. Які втрати необхідно враховувати при роботі реальних ГТУ?
17. Які ви знаєте методи підвищення ККД ГТУ?
18. Що таке ступінь регенерації теплоти?
19. Перерахувати техніко-економічні показники ГТУ
20. Які ви знаєте цикли газопаротурбінних установок з роздільними контурами робочих тіл?
21. В чому особливості роботи контактної газопаротурбінної установки?
22. Які переваги має установка «Водолій»?

6. ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Електростанція – це підприємство для виробництва електричної енергії шляхом перетворення енергії якого-небудь природного джерела (органічного палива, ядерного, сонячної енергії та ін.) в електроенергію. Часто електростанції забезпечують також підприємства і житлові будівлі парою і гарячою водою. Залежно від виду первинної енергії електричні станції бувають [6]:

- теплові електричні станції (ТЕС) використовують хімічну енергію палива (електрична енергія виробляється генератором, який обертається і має привод від теплового двигуна, частіше паровий, рідше – газотурбінний, менш розповсюджені дизельні електростанції);
- гідроелектростанції (ГЕС) використовують енергію падаючої води;
- атомні електростанції (АЕС) використовують енергію розщеплення ядер деяких елементів.

Теплові електростанції, призначені тільки для виробництва електроенергії, називаються **конденсаційними електричними станціями** (КЕС). КЕС пов'язана зі споживачами лише лініями електропередачі (рис. 6.1).

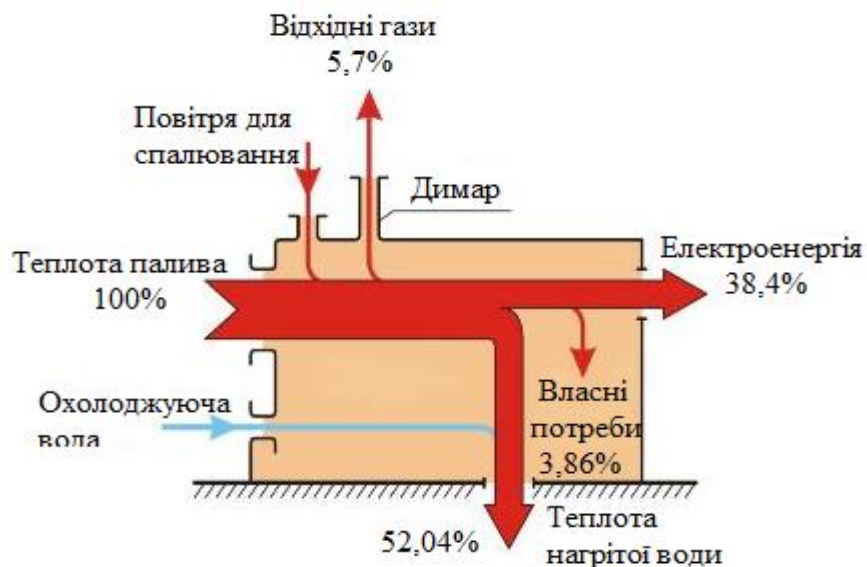


Рис. 6.1. Тепловий баланс газомазутної КЕС

На КЕС встановлюються парові турбіни з глибоким вакуумом в конденсаторі, оскільки чим нижче тиск пари на виході з турбіни, тим більша частина енергії робочого тіла перетворюється на електричну енергію. При цьому основний потік

пари конденсується в конденсаторі і велика частина енергії, що міститься в ньому, втрачається з охолоджуючою водою. КЕС на органічному паливі будують звичайно поблизу місць видобутку палива.

Теплоелектростанції, на яких відпрацьована пара разом з виробництвом електроенергії використовується для теплопостачання (постачання пари та гарячої води тепловому споживачу), називаються **теплоелектроцентралями (ТЕЦ)**.

На них встановлюють парові турбіни з проміжними відборами пари або з протитиском, в яких теплота пари відпрацьованої частково або навіть повністю використовується для теплопостачання, внаслідок чого втрати теплоти з охолоджуючою водою скорочуються або взагалі відсутні (на установках з турбогенераторами з протитиском). Проте частка енергії пари, перетвореної в електричну, при однакових початкових параметрах на установках з теплофікаційними турбінами нижче, ніж на установках з конденсаційними турбінами. Оскільки ТЕЦ пов'язана з виробництвом або житловим районом трубопроводами пари або гарячої води, а збільшення їх довжини веде до збільшення теплових втрат, то ТЕЦ будують поблизу споживачів теплоти.

При **роздільному енерговиробництві** електроенергія виробляється на КЕС, а для теплопостачання використовуються окремі енергетичні установки: районні котельні (РК), індивідуальні котли та ін.

Промислові електростанції - це електростанції, що обслуговують тепловою та електричною енергією конкретні виробничі підприємства або їх комплекс, наприклад, завод з виробництва хімічної продукції. Промислові електростанції входять до складу тих промислових підприємств, які вони обслуговують. Їх потужність визначається потребами промислових підприємств у тепловій та електричній енергії і, як правило, вона істотно менша, ніж районних ТЕС.

На АЕС, так само як і на ТЕС, здійснюється процес перетворення енергії, що міститься в робочому тілі (пара), в електричну. Відмінність між процесами полягає лише в тому, що в одному випадку використовується енергія, яка виділяється при розпаді ядер важких елементів, в іншому – при горінні органічного палива. АЕС завжди будують поблизу потужних промислових споживачів електри-

чної енергії. На таких електростанціях маса палива, що витрачається, невелика (в тисячі разів нижче, ніж на ТЕС).

АЕС можуть бути конденсаційними (АКЕС) і теплоелектроцентралями (АТЕЦ).

Основними технічними та економічними вимогами до роботи теплової електричної станції та її обладнання є такі.

1. Надійність виробництва електроенергії.

Електростанція повинна розвивати електричну потужність у кожний момент часу відповідно до величини її електричного навантаження. Надійність електростанції досягається насамперед безаварійністю роботи її обладнання, тобто недопущенням відключення або зниження потужності обладнання через його несправність. Підвищенню надійності роботи електростанцій сприяє:

- а) висока якість виготовлення та монтажу обладнання;
- б) високий технічний рівень її експлуатації та ремонту;
- в) оснащення новітньою апаратурою контролю та автоматизації технологічних процесів;
- г) висока кваліфікація персоналу.

Важливим чинником підвищення надійності енергопостачання споживачів є об'єднання електростанцій в енергосистеми та всіх енергосистем у єдину енергосистему країни.

2. Маневреність та мобільність.

Електростанція і система електростанцій, повинна мати маневреність – здатність швидко слідувати за змінами навантаження відповідно до очікуваного графіка. Мобільність – здатність електростанцій та їх обладнання набирати чи знижувати потужність за малий проміжок часу (кілька секунд). Різкі зміни навантаження можуть виникнути при непередбаченому включенні або відключенні великих споживачів або при пошкодженні обладнання або ліній електропередачі.

3. Економічність спорудження та експлуатації.

Поряд з вимогами надійності найважливішими є вимоги економічності спорудження та експлуатації електростанції, тобто вимоги найменших капітальних

вкладень та експлуатаційних витрат при забезпеченні високої надійності роботи електростанції. Витрати на спорудження електростанції складаються в основному з витрат на обладнання та зведення споруд. Основною складовою експлуатаційних витрат на ТЕС є витрати на витратну сировину – паливо. Економія палива, тобто зниження питомої витрати його на одиницю продукції, що відпускається (електроенергії). Підвищення ККД ТЕС часто досягають внаслідок деякого подорожчання обладнання: наприклад, через підвищення початкових параметрів пари доводиться застосовувати більш дорогі класи та марки металу тощо. Таким чином, може виявитися економічно доцільним застосувати дещо дорожче обладнання і отримати певну економію палива і грошей на його закупівлю. Очевидно, це тим доцільніше, чим вища вартість палива. В експлуатаційні витрати також входить оплата роботи персоналу електростанції. Підвищенню економічності ТЕС сприяють наступні фактори: укрупнення потужності ТЕС та її агрегатів, застосування прогресивних технологічних схем та блокової структури ТЕС; застосування високих параметрів робочого тіла та комбінованого виробництва електричної та теплової енергії; індустріалізація та скорочення термінів спорудження ТЕС; оптимізація режимів роботи обладнання ТЕС, раціональна організація її управління із застосуванням сучасних засобів комплексної автоматизації, електронних обчислювальних інформаційних та керуючих машин.

4. Виконання санітарно-гігієнічних норм та забезпечення безпеки роботи персоналу.

Кількість шкідливих домішок, що викидаються ТЕС, має бути обмежена відповідно до чинних санітарних норм. Умови праці персоналу на ТЕС мають відповідати правилам техніки безпеки та охорони праці. Теплова електрична станція повинна також задовольняти вимогам зручності спорудження, монтажу та експлуатації. Проект електростанції має передбачати достатні розміри майданчика для розміщення всіх необхідних споруд. Доцільно передбачати можливість подальшого розширення ТЕС.

6.1. Класифікація теплових електричних станцій

Теплові електричні станції класифікують за наступними основними ознаками:

1. За видом робочого тіла і теплового двигуна:

- паротурбінні ТЕС – використовують як робоче тіло водяну пару, яка змінює свій агрегатний стан в циклі (вода - водяна пара). Тепловим двигуном є парова турбіна, з'єднана з електричним генератором. ККД 30-36 %;

- газотурбінні ТЕС, для приводу генератора використовують газову турбіну. Робоче тіло – продукти згоряння палива. ККД 25-35 %.

- парогазові, або комбіновані ТЕС, на яких об'єднують паротурбінні і газотурбінні установки в одну технологічну схему, ККД 45-47 %;

- електростанції з поршневими двигунами внутрішнього згоряння, робоче тіло – продукти згоряння палива, ККД (карбюраторні) 25 %;

- електростанції з МГД-генератором. Це енергетична установка для безпосереднього перетворення теплової енергії в електричну. На сьогоднішній день знаходиться в стані розробки та експериментальних досліджень.

Паротурбінні установки (ПТУ) можуть працювати також на сонячній і геотермальній енергії.

Питома вага газотурбінних електростанцій ще невелика. Парогазові ТЕС, які можуть працювати на рідкому і газоподібному паливі, поки не отримали широкого розповсюдження.

Електростанції з поршневими двигунами внутрішнього згоряння через їх малу потужність мають лише другорядне значення (використовуються в основному на тимчасових і пересувних електростанціях).

Основним тепловим двигуном на сучасній ТЕС є парова турбіна.

2. За видом енергії, що відпускається, поділяються на: КЕС і ТЕЦ.

3. За видом палива, що спалюється:

- на твердому паливі,
- на газі,
- на мазуті;
- на комбінованому паливі.

4. За початковими параметрами робочого тіла:

- станції з низькими параметрами робочого тіла ($p = 3,5-4$ МПа), $t = 435$ °С;
- високими ($p = 9 - 13$ МПа), $t = 510 - 560$ °С;
- надкритичними ($p = 24$ МПа і більше), $t = 540 - 565$ °С

5. За технологічною структурою:

- блокові; (Т+ ПГ – турбіна + парогенератор);
- не блокові.

Блокові ТЕС складаються з окремих, як правило, однотипних енергетичних установок – енергоблоків, де кожен котел подає пару лише для своєї турбіни, а після конденсації вода повертається у свій котел. За блоковою схемою будують всі потужні КЕС та ТЕЦ, які мають проміжний перегрів пари. Робота котлів та турбін на ТЕС із поперечними зв'язками забезпечується по-іншому: всі котли ТЕС подають пару в один спільний паропровід (колектор) і від нього живляться всі парові турбіни ТЕС. За такою схемою будуються КЕС без проміжного перегріву та майже всі ТЕЦ на докритичні початкові параметри пари.

6. За характером завантаження:

- базові 6000 – 7500 годин/рік;
- пікові 800 – 2000 годин/рік;
- напівпікові 2000 – 6000 годин/рік.

Технологічна структура і схема ТЕС

Енергетичні установки ЕС – це складний комплекс агрегатів, призначених для виробництва, передачі, перетворення, розподілу і споживання енергії. Структура ТЕС (рис. 6.2, 6.3) визначається видом палива, яке спалюється і устаткуванням, правилами технічної експлуатації (ПТЕ).

Відповідно до ПТЕ на станції є цехи:

1. КТЦ або ОКТЦ – котлотурбінний цех (об'єднаний котлотурбінний цех);
2. ЕЦ + ЕЛ – електроцех + електролабораторія;
3. ЦА і ТВ – цех автоматики і теплових вимірювань;
4. ПТЦ – паливно-транспортний цех;

5. Хімцех (ХВО – хімводоочищення);
6. СН – служба налагоджування (для потужних станцій);
7. РЦ – ремонтний цех або служба РС;
8. АГВ – адміністративно-господарський відділ.

Адміністративне керівництво станцією здійснює директор, технічне керівництво – головний інженер, керівництво цехів – начальники цехів, оперативне керівництво станцією – черговий інженер станції ЧІС або ЧІБ – черговий інженер блоку.

Паливо в залізничних вагонах 1 надходить до розвантажувальних пристроїв 2, звідки за допомогою стрічкових транспортерів 4 прямує на склад 3, далі паливо рухається в дробильну установку 5. Є можливість подавати паливо в дробильну установку і безпосередньо від розвантажувальних пристроїв. Потім паливо надходить в бункер сирого вугілля 6, а звідти через живильники – в пило-вугільні млини 7. Вугільний пил пневматично транспортується через сепаратор 8 і циклон 9 в бункер вугільного пилу 10, а звідти живильниками 11 подається до пальників. Повітря з циклону засмоктується млиновим вентилятором 12 і надходить в топкову камеру котла 13.

Гази, що утворюються при горінні в топковій камері, після виходу з неї проходять послідовно газоходи котельної установки, де в пароперегрівачі (первинному і вторинному, якщо здійснюється цикл з проміжним перегрівом пари) і водяному економайзері віддають теплоту робочому тілу, а у повітронагрівачі – повітрю, що подається в паровий котел. Потім в золоуловлювачах (електрофільтрах) 15 гази очищуються від летючої золи і через димар 17 димососами 16 викидаються в атмосферу.

Шлак і зола, що випадають під топковою камерою, повітронагрівачем і золоуловлювачами, змиваються водою і по каналах прямують до багерних насосів 33, які перекачують їх в золовідвали.

Повітря, необхідне для горіння, подається у повітронагрівачі парового котла дуттьовим вентилятором 14. Забирається повітря з верхньої частини котельної або (при парових котлах великої продуктивності) зовні котельного відділення.

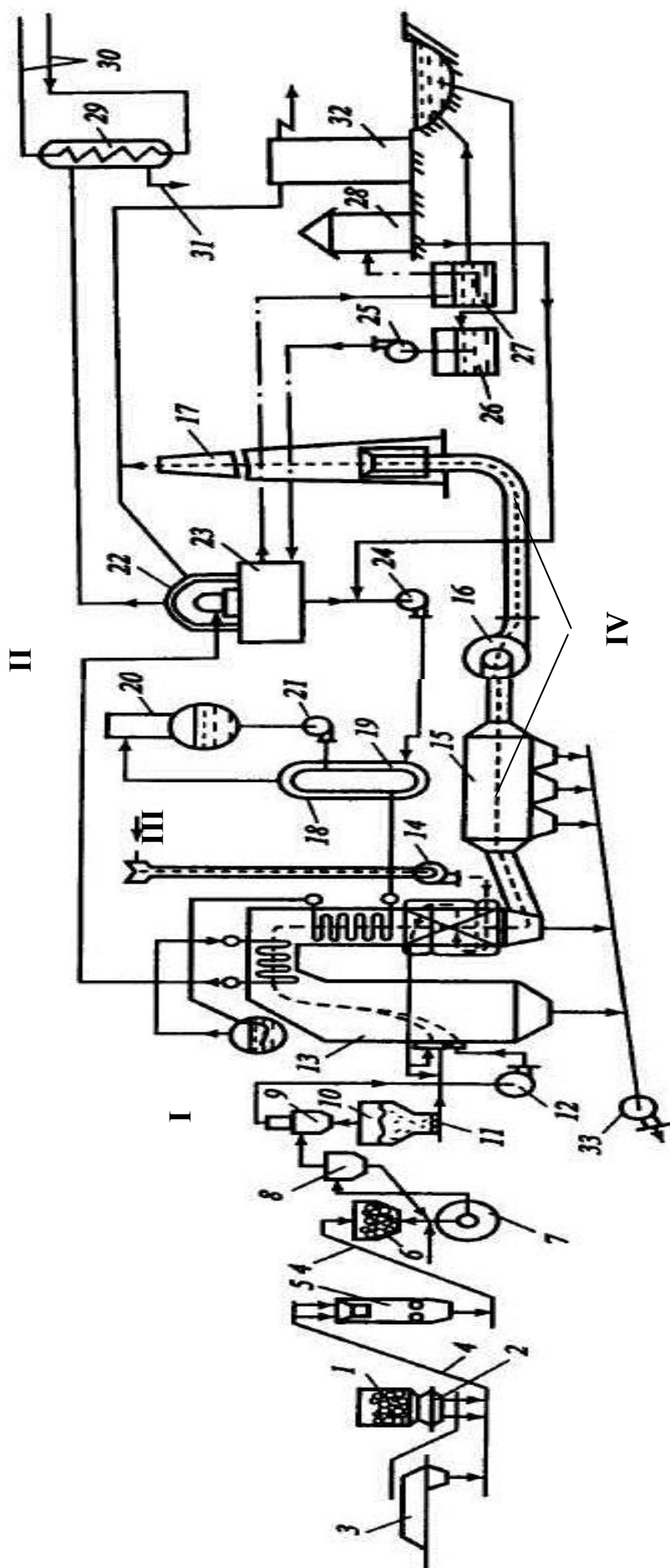


Рис. 6.2. Технологічна схема пилувугільної електростанції:

I – Паливний тракт; II – водопаровий тракт; III – повітряний тракт; IV – відхідні гази.
 1- залізничний вагон; 2- розвантажувальний пристрій; 3 – склад палива; 4- стрічковий транспортер; 5 – дробильна установка; 6 – бункер сирого вугілля; 7 – пилувугільні млини; 8 – сепаратор; 9 – циклон; 10 – бункер вугільного пилу; 11 – живильники; 12 – млиновий вентилятор; 13 – топкова камера котла; 14 – дуттьовий вентилятор; 15 – зололовлювачі (електрофільтри); 16 – димосос; 17 – димар; 18 – ПНТ; 19 – ПВТ; 20 – деаератор; 21 – живильні насоси; 22 – турбіна; 23 – конденсатор; 24 – конденсатний насос; 25 – циркуляційний насос; 26 – приймальний колодязь водопостачання; 27 – скидний колодязь; 28 – хімцех; 29 – мережевий підігрівач; 30 – трубопроводи; 31 – конденсат на лінії; 32 – розподільчий пристрій ВП; 33 – багерний насос

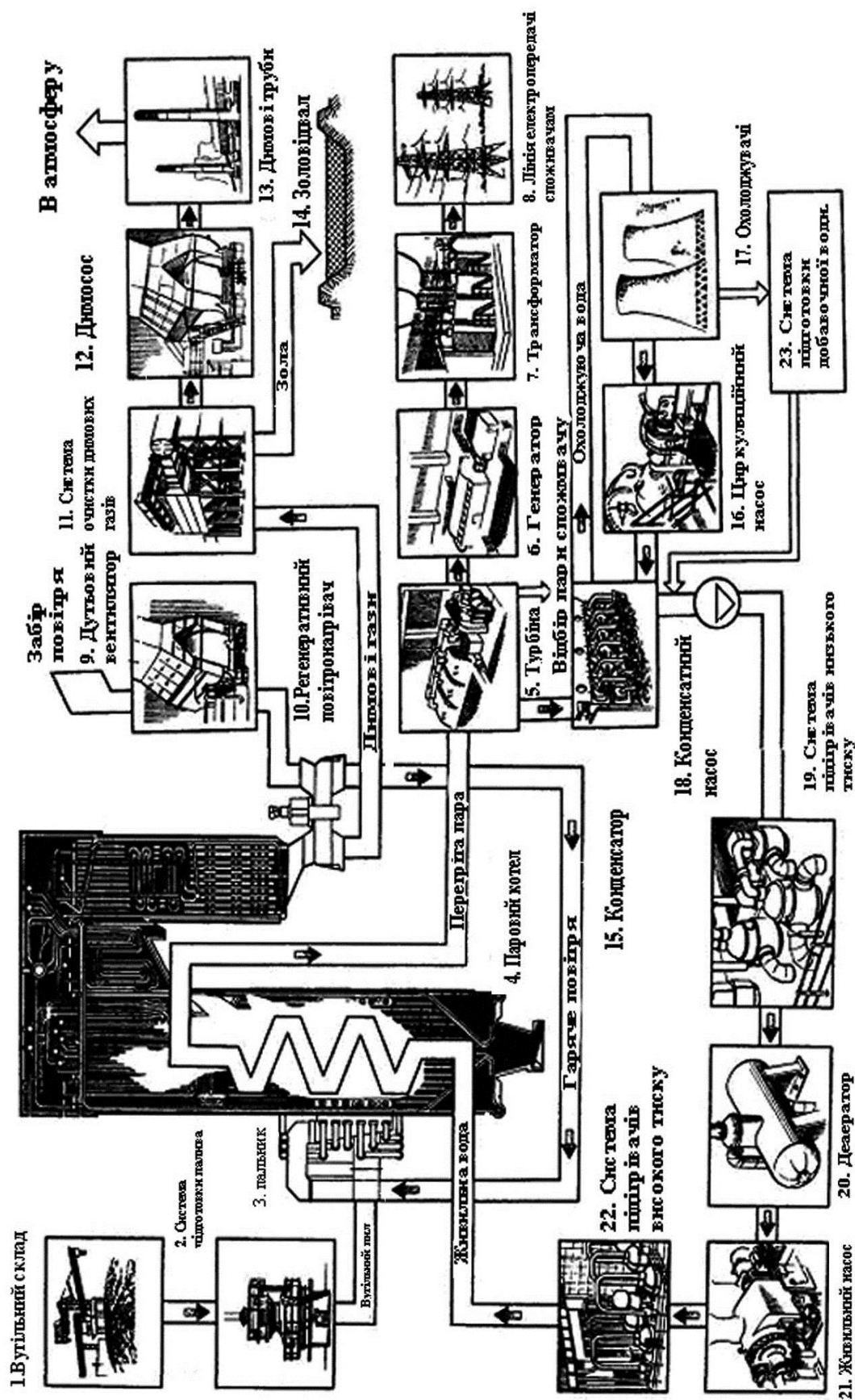


Рис. 6.3. Технологічна схема виробництва енергії на ТЕС

Перегріта пара від парового котла 13 прямує до турбіни 22. Конденсат з конденсатора турбіни 23 подається конденсатними насосами 24 через регенеративні підігрівачі низького тиску 18 в деаератор 20, а звідти живильними насосами 21 через підігрівачі високого тиску 19 в економайзер котла.

Втрати пари і конденсату поповнюються хімічно знесоленою водою в лінію конденсату за конденсатором турбіни. Охолоджуюча вода подається в конденсатор з приймального колодязя водопостачання 26 циркуляційними насосами 25. Підігріта вода скидається в скидний колодязь 27 того ж джерела 33 на деякій відстані від місця забору, достатньому для того, щоб підігріта вода не підмішувалася до тієї, яка забирається. Пристрої для хімічної обробки додаткової води знаходяться в хімічному цеху 28.

У схемі може бути передбачена невелика мережна підігрівача установка для теплофікації електростанції і прилеглого району. До мережевих підігрівачів 29 цієї установки пара надходить від відборів турбіни, конденсат відводиться по лінії 31. Мережева вода підводиться до підігрівача і рухається від нього по трубопроводах 30.

Вироблена електрична енергія подається від електричного генератора до зовнішніх споживачів через підвищувальні електричні трансформатори.

Для постачання електроенергією електродвигунів, освітлювальних пристроїв і приладів електростанції є електричний розподільний пристрій власних потреб 32.

При роботі на газі схема спрощується, оскільки немає необхідності в підготовці палива. Газ з магістрального газопроводу надходить в ГРС (газорозподільна станція), а потім на пальники в котлоагрегат.

Димосос – відцентровий або осьовий вентилятор для видалення з котла газоподібних продуктів згоряння.

Живильник – пристрій для рівномірної або регульованої подачі насипних вантажів з бункера.

Сепаратор – для відділення великих частинок від дрібних.

Циклон – апарат для очищення повітря від зважених твердих частинок.

Деаератор – для видалення з води розчинених кисню і CO_2 (діоксиду вуглецю, що викликають корозію устаткування).

Теплова схема паротурбінної електричної станції

Тепловою схемою ТЕС називається умовне зображення агрегатів і апаратів, що беруть участь в процесі виробництва електричної енергії і теплоти. Залежно від повноти зображення устаткування теплові схеми розділяються на повні і принципові. Повна теплова схема відображає все устаткування ТЕС, у тому числі запірнорегулюючу арматуру, допоміжне устаткування і призначена для цілей експлуатації.

Принципова теплова схема (ПТС) наочно показує взаємозв'язок основних елементів електростанції, напрям руху потоків робочого тіла, його параметри і витрати у вузлових точках, які наносять на схему після проведення її розрахунку.

Основні елементи ПТС – паровий котел (ПК), паротурбінна установка (ПТУ) з системою регенеративного підігріву живильної води (РПЖВ), що включає підігрівачі низького і високого тиску (ПНТ, ПВТ), число яких визначається заводом залежно від типу і потужності турбіни (Т) і деаератора (Д), мережевого підігрівача (МП), теплового споживача (ТС), конденсатора (К) та генератора (Г).

Конденсаційні теплові електричні станції

Приклад графічного зображення ПТС КЕС наведений на рисунку 6.4.

Електрична частина КЕС призначена для виробництва електричної енергії та її розподілу споживачам. У генераторах КЕС створюється трифазний електричний струм напругою зазвичай 6 - 24 кВ. З підвищенням напруги втрати енергії в мережах істотно зменшуються, тому відразу після генераторів встановлюються трансформатори, що підвищують напругу до 35, 110, 220, 500 кВ і більше. Трансформатори встановлюються на відкритих ділянках біля будівлі станції. Частина електричної енергії витрачається на власні потреби електростанції. Підключення та відключення ліній електропередачі, що відходять до підстанцій і споживачів, здійснюється на відкритих або закритих розподільних пристроях

(ВРП, ЗРП), оснащених вимикачами, здатними з'єднувати та розривати електричний ланцюг високої напруги без утворення електричної дуги.

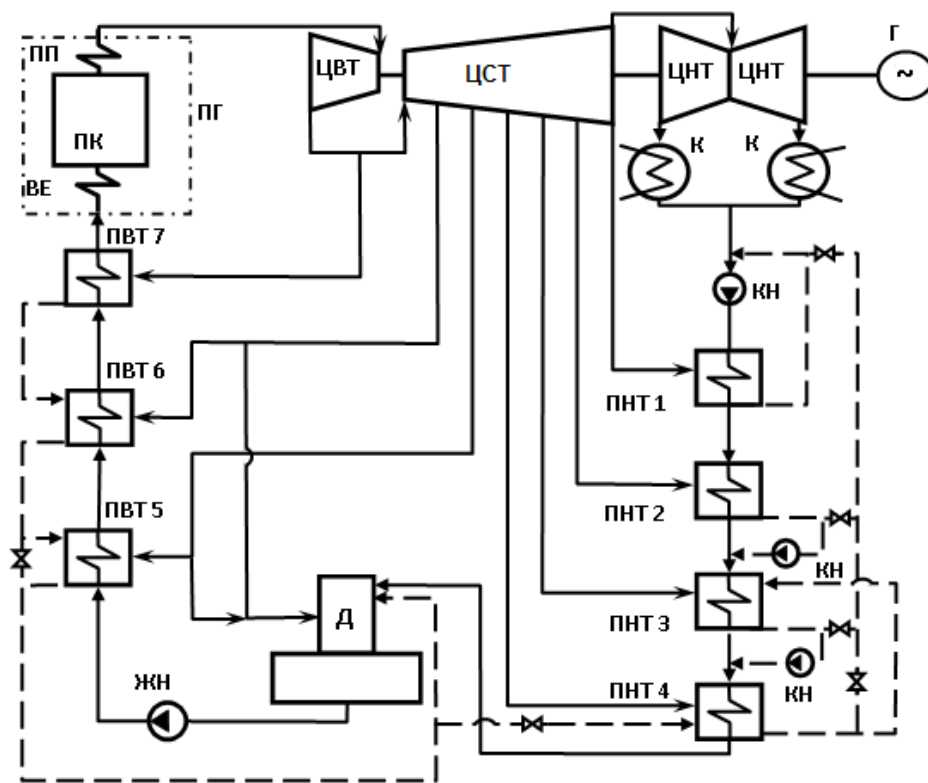


Рис. 6.4. Технологічна схема КЕС

Техніко-економічні показники КЕС

Економічність роботи КЕС оцінюється наступними основними показниками: ККД установки, питомою витратою умовного палива на одиницю виробленої енергії і її собівартістю. Ці показники можуть відноситися до енергії, виробленої на ТЕС за звітний період (позначається індексом *брутто*), або до енергії, відпущеної зовнішнім споживачам, тобто з урахуванням енергії, витраченої на власні потреби – *нетто*.

I. Повний ККД (брутто) КЕС є відношенням енергії, яка вироблена станцією, до кількості витраченої теплоти:

$$\eta_{\text{КЕС}}^{\text{БР}} = \frac{W}{BQ_H^P}.$$

де W – кількість електричної енергії, виробленої за **певний** період часу, кДж/год, кДж/ доба, кДж/рік;

B – витрата палива за той же період часу;

Q_H^P – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг.

З урахуванням витрати електроенергії і теплоти на власні потреби повний ККД станції нетто буде:

$$\eta_{KEC}^{NETTO} = \frac{W - W_{ВП}}{BQ_H^P}.$$

η_{KEC}^{BP} можна представити як добуток окремих ККД, що враховують наступні втрати: неминучі втрати теплоти q_2 в ТД циклі η_t , внутрішні втрати на тертя і завихрення в паровій турбіні η_{oi} , механічні втрати в підшипниках η_M , електричні в генераторі η_G , парогенераторі η_{KY} і в паропроводах η_{TP} :

$$\eta_{KEC}^{BP} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_G \cdot \eta_{KY} \cdot \eta_{TP}.$$

Для підвищення теплової ефективності КЕС необхідно прагнути збільшувати кожний з цих ККД.

II. Часто теплову економічність КЕС виражають величиною *питомої витрати умовного палива* ($Q_H^P = 29300$ кДж/кг) на виробництво 1 МДж електроенергії:

$$b_{KEC}^{YM} = \frac{10^3}{\eta_{KEC}^{BP} Q_H^P} = \frac{0,0343}{\eta_{KEC}^{BP}}, \text{ кг/ МДж.}$$

На потужних КЕС $b^{YM}_{KEC} = 0,08 - 0,111$ кг/МДж.

III. Одним з основних показників економічності КЕС є собівартість електроенергії, що відпускається. На КЕС собівартість електроенергії визначається розподілом сумарних витрат на виробництво електроенергії $\Sigma S_{ВИТР}$ за певний період на кількість відпущеної за цей час електроенергії $W_{ВІДП}$:

$$S_E = \frac{\Sigma S_{ВИТР}}{W_{ВІДП}} 10^2 \text{ коп/ МДж.}$$

У сумарні витрати входять такі складові частини:

- 1) витрати на паливо $S_{ПАЛ}$;
- 2) витрати на утримання обслуговуючого персоналу $S_{ПЕР}$;
- 3) витрати на охолоджуючу воду і різні експлуатаційні матеріали $S_{ВОД}$;

4) амортизаційні відрахування S_{AM} , розмір яких встановлюється директивними органами;

5) витрати на поточний ремонт $S_{РЕМ}$, які приймаються рівними 20-30% амортизаційних відрахувань;

6) інші загальностанційні витрати $S_{СТ}$.

Отже, сумарні витрати по КЕС складають:

$$S_{ВИТР} = S_{ПАЛ} + S_{ПЕР} + S_{ВОД} + S_{AM} + S_{РЕМ} + S_{СТ}.$$

Витрати за пунктами 1 і 3 приблизно пропорційні виробництву електроенергії, їх називають **змінними витратами**. Вони складають 60-70% від сумарних витрат, причому основна їх частина складається з витрат на паливо.

Витрати за пунктами 2,4, 6 майже не залежать від навантаження і режимів роботи КЕС, їх називають **постійними**. Ці витрати визначаються в основному питомою вартістю встановленого устаткування.

Теплоелектроцентралі

ТЕЦ відрізняється від КЕС використанням теплоти відпрацьованої в турбіні пари, яка йде на опалення, гаряче водопостачання та промислове виробництво (рис. 6.5).

При такому комбінованому виробництві електроенергії і теплоти досягається значна економія палива у порівнянні з роздільним електропостачанням від КЕС і виробництвом теплоти від місцевих котельних. На ТЕЦ виробляється біля 25 % електроенергії, їх ККД досягає 70 %.

Основною відмінністю ТЕЦ від КЕС є особливості роботи пароводяного контуру і контуру виробництва електроенергії.

Специфіка електричної частини полягає в розташуванні поруч з електростанцією центрів електричних навантажень. В цих умовах частина потужності видається в місцеву мережу на генераторній напрузі через генераторний розподільчий пристрій. Частина потужності йде на власні потреби, а остання частина потужності видається в енергосистему на високій напрузі.

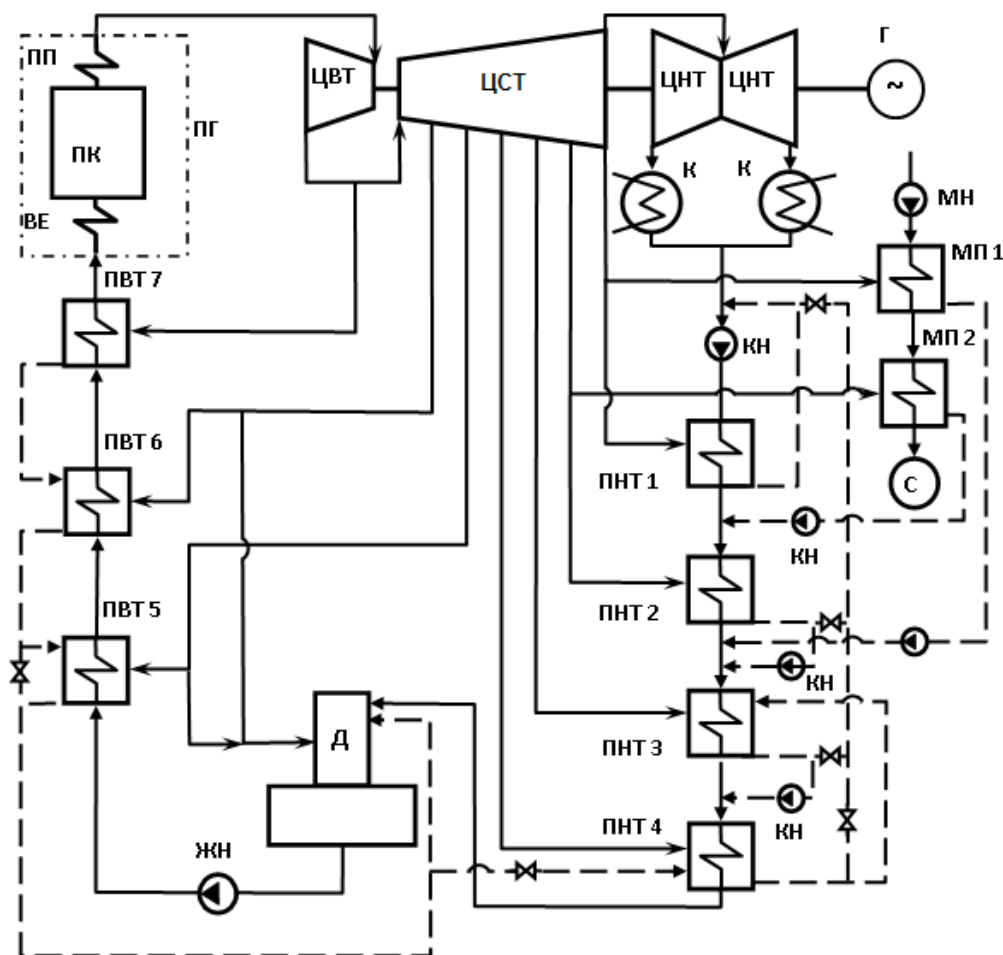


Рис. 6.5. Технологічна схема ТЕЦ

Комбінований спосіб енерговиробництва

Процес виробництва електричної енергії на ТЕЦ характеризується підвищеною тепловою економічністю, оскільки теплота, яка витрачається на КЕС в холодному джерелі, на ТЕЦ частково або повністю використовується у теплового споживача.

Комбінований спосіб енерговиробництва – це одночасне виробництво теплоти і електричної енергії (пара, яка частково відпрацювала в турбіні і виробила електричну енергію, йде на покриття теплових навантажень).

Централізоване відпущення теплоти від ТЕЦ називається *теплофікацією*.

Теплота, що надходить від ТЕЦ з гарячою водою, використовується в житлово-комунальному господарстві. При цьому основними її споживачами є системи опалення, вентиляції, кондиціонування та гарячого водопостачання житлових

та громадських будівель. У житлових та громадських будинках температура поверхні опалювальних приладів відповідно до вимог санітарно-гігієнічних норм повинна перевищувати 95 °С, а температура води у кранах гарячого водопостачання повинна бути не нижче 50-60 °С відповідно до вимог комфортності та не вище 70 °С за нормами техніки безпеки.

На ТЕЦ встановлюються теплофікаційні турбіни:

а) типу **Т, П, ПТ**, які є гнучкими і дозволяють виробляти максимум теплоти на покриття теплових навантажень при мінімальній електроенергії;

б) типу **Р і ПР** – з протитиском, які повинні працювати з постійним тепловим навантаженням з причини відсутності у них конденсатора.

Показники теплової економічності ТЕЦ

Теплова економічність виробництва електричної і теплової енергії визначається рядом показників:

ККД ТЕЦ по виробництву електричної енергії:

$$\eta_{\text{ТЕЦ}}^{\text{ЕЛ}} = \frac{W_{\text{ВИР}}}{Q_{\text{Н}}^{\text{Р}} B_{\text{ЕЛ}}},$$

де $B_{\text{ЕЛ}} = B - B_{\text{Т}}$ – витрата палива, віднесена умовно на частку електричної енергії, кг/год;

$B_{\text{Т}}$ – витрата палива, віднесена умовно на частку теплоти, кг/год;

$W_{\text{ВИР}}$ – виробництво електричної енергії (кДж/год).

ККД ТЕЦ за відпущеною теплотою $Q_{\text{ВІД}}$:

$$\eta_{\text{ТЕЦ}}^{\text{Т}} = \frac{Q_{\text{ВІД}}}{B_{\text{Т}} Q_{\text{Н}}^{\text{Р}}}.$$

Витрати палива на виробництво 1 кВт·год електричної енергії:

$$b_{\text{ТЕЦ}}^{\text{ЕЛ}} = \frac{B_{\text{ЕЛ}}}{W_{\text{ВИР}}} = \frac{3600}{\eta_{\text{ТЕЦ}}^{\text{ЕЛ}} Q_{\text{Н}}^{\text{Р}}}, \quad (\text{кг/кВт} \cdot \text{год}).$$

Витрати палива на виробництво 1 ГДж теплоти:

$$b_{\text{ТЕЦ}}^{\text{Т}} = \frac{B_{\text{Т}}}{Q_{\text{ВІД}}} = \frac{10^6}{Q_{\text{Н}}^{\text{Р}} \eta_{\text{ТЕЦ}}^{\text{Т}}}, \quad (\text{кг/ГДж}).$$

Порівняння конденсаційного і комбінованого способу виробництва електричної енергії

У випадку комбінованого процесу пара розширюється до більш високого тиску (точка $2'$), який визначається температурою при якій повинна відпускатися теплота (рис. 6.6). Відповідно виробництво механічної енергії, зменшується і стає еквівалентним площі $3'5612'3'$.

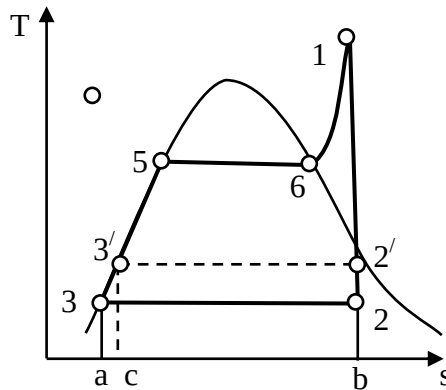
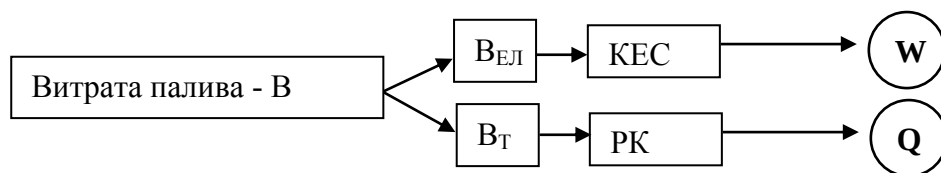


Рис. 6.6. Порівняння циклів при конденсаційному і комбінованому способах виробництва електричної енергії

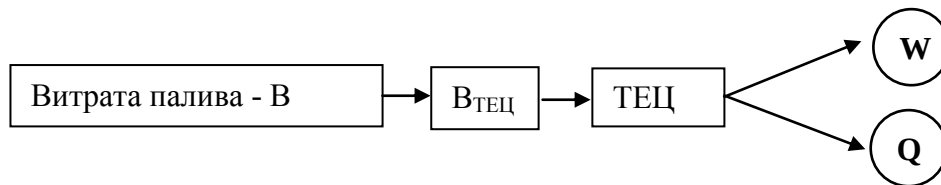
Але теплота відпрацьованої в турбіні пари $3'2'bc3'$ не втрачається в оточуюче середовище, а використовується для задоволення теплових потреб споживачів. Завдяки цьому відпадає необхідність в окремій районній котельній (РК) у споживачів і економиться відповідна кількість палива.

Конденсаційний спосіб (роздільний) виробництва електричної енергії

Ефективність комбінованого виробництва електричної енергії та теплоти на ТЕЦ оцінюється значенням економії палива порівняно з роздільним виробництвом цих видів енергії. При роздільному виробництві використовуються конденсаційна електростанція та паровий котел низьких параметрів або котельня з водогрійними котлами (рис. 6.7).



Конденсаційний спосіб.



Комбінований спосіб.

Рис. 6.7. Порівняння виробництва електричної та теплової енергії при конденсаційному і комбінованому способах

Економія палива на ТЕЦ визначається по різниці витрат палива на ній та на окремій установці при виробництві електричної енергії та теплоти однієї й тієї ж кількості та якості. Загалом економія палива ΔB від теплофікації:

$$\Delta B = B_{\text{РОЗД}} - B_{\text{КОМБ}},$$

де $B = B_{\text{РОЗД}} = B_{\text{КЕС}} + B_{\text{КОТ}}$ – витрати палива при роздільній схемі;

$B_{\text{КОМБ}} = B_{\text{ТЕЦ}}$ – витрати палива за комбінованої схеми;

$B_{\text{КЕС}}, B_{\text{КОТ}}$ – витрати палива на КЕС та в котельні;

$B_{\text{ТЕЦ}}$ – витрата палива на ТЕЦ.

Оскільки на ТЕЦ підігрів мережевої води здійснюється паром з відборів турбіни, а при роздільній схемі використовуються парові котли низьких параметрів при оцінці економічності ТЕЦ потрібно мати на увазі, що в реальних схемах теплопостачання завжди є додаткові витрати, такі як втрати енергії при транспортуванні, капітальні витрати на теплотраси, витрати на ремонт, обслуговування та ін. Як правило, ці витрати у разі теплопостачання від ТЕЦ вищі, ніж при роздільному виробництві, оскільки місцеві та районні котельні розташовуються ближче до споживача і, отже, мають меншу довжину трубопроводів передачі теплової енергії. Крім того, капітальні витрати на спорудження ТЕЦ зазвичай більші, ніж на спорудження роздільної установки. Тому теплоцентралі будуть більш економічні за роздільну установку, коли за рахунок економії палива на них окупаються перераховані витрати.

Економію палива від теплофікації зручно визначити, порівнюючи кількості теплової енергії, що відпускається котлами ТЕЦ і роздільною установкою, за умови їх рівноцінності.

Економія палива на теплофікаційному енергоблоці порівняно з роздільною установкою збільшується при зниженні параметрів пари, що відбирається, і, навпаки, зменшується з їх збільшенням. Економія також збільшується зі зростанням кількості відборів пари. У зв'язку з цим не вигідно експлуатувати ТЕЦ, що має високі параметри пари в регульованих відборах.

Оцінюючи економічність роботи ТЕЦ та визначаючи показники їх теплової ефективності, необхідно мати на увазі якісну нерівноцінність теплової та електричної енергії. Спалюючи енергетичне паливо у котлах, отримують максимум 30-40% роботи від хімічної енергії витраченого палива, тоді як теплота, що відпускається споживачам, практично повністю виробляється за допомогою цієї енергії.

6.2. Класифікація котелень

При роздільному способі енерговиробництва теплова енергія виробляється районною котельнею. Котельня виробляє тільки один вид енергії - теплову енергію, для чого і спалюється паливо в топках парових або водогрійних котельних агрегатів. Теплова енергія відпускається споживачам через мережу централізованого теплопостачання у вигляді пари або гарячої води.

Котельня – комплекс технологічно пов'язаних теплових енергоустановок, розташованих у відокремлених виробничих будівлях, вбудованих, прибудованих або надбудованих приміщеннях, з котлами, водонагрівачами і допоміжним обладнанням, призначеним для опалення, гарячого водопостачання або технологічних потреб. Вид обладнання залежить від призначення котельної, виду палива, що використовується, схем підключення споживачів та інших факторів.

Останнім часом все частіше будують окремо укрупнені котельні для обслуговування групи будівель, житлового кварталу, мікрорайону. Влаштування

вбудованих у житлові та громадські будівлі котельних в даний час допускається лише за відповідного обґрунтування та погодження з органами санітарного нагляду.

Котельні за цільовим призначенням в системі тепlopостачання поділяються на:

- центральні;
- пікові;
- блочно-модульні (рис. 6.8).

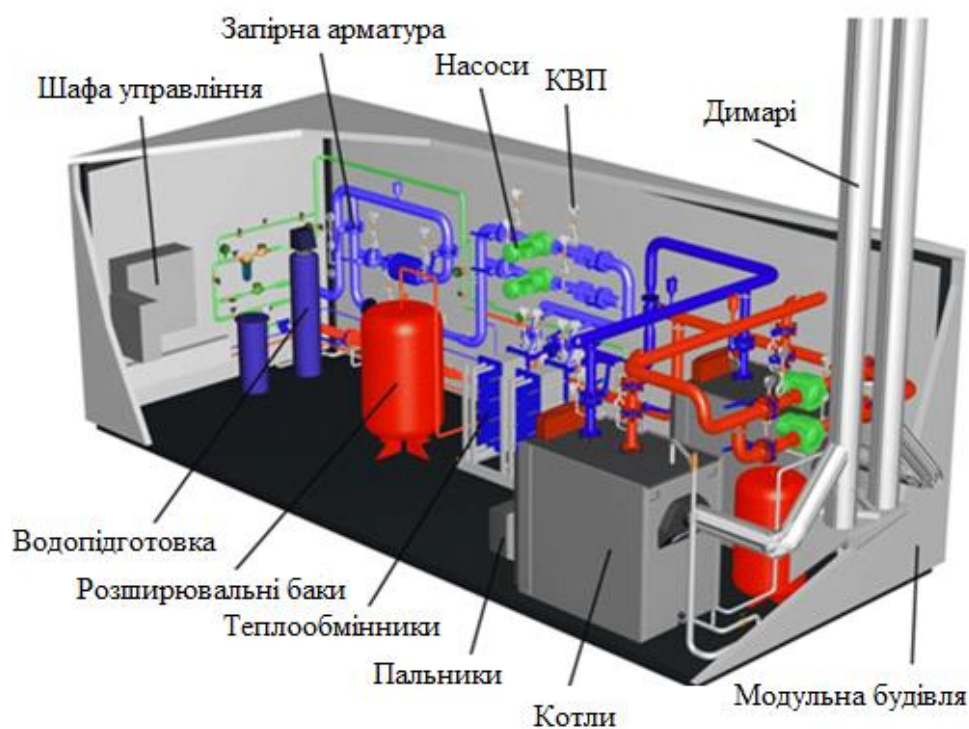


Рис. 6.8. Блочно-модульна котельня

Котельні за призначенням поділяються на:

- опалювальні – для забезпечення теплотою систем опалення, вентиляції, кондиціонування та гарячого водopостачання;
- опалювально-виробничі – для забезпечення теплотою систем опалення, вентиляції, кондиціонування, гарячого водopостачання, технологічного і виробничого тепlopостачання (рис. 6.9);
- виробничі – для забезпечення теплотою систем технологічного тепlopостачання.

За способом подачі теплоти споживачам теплові схеми котелень поділяються на:

- котельні з залежним приєднанням споживачів, тобто теплоносій надходить безпосередньо до споживача;
- котельні з незалежним приєднанням споживачів, тобто джерело теплоти (котельня) і споживач ізольовані один від одного за допомогою теплообмінного обладнання.

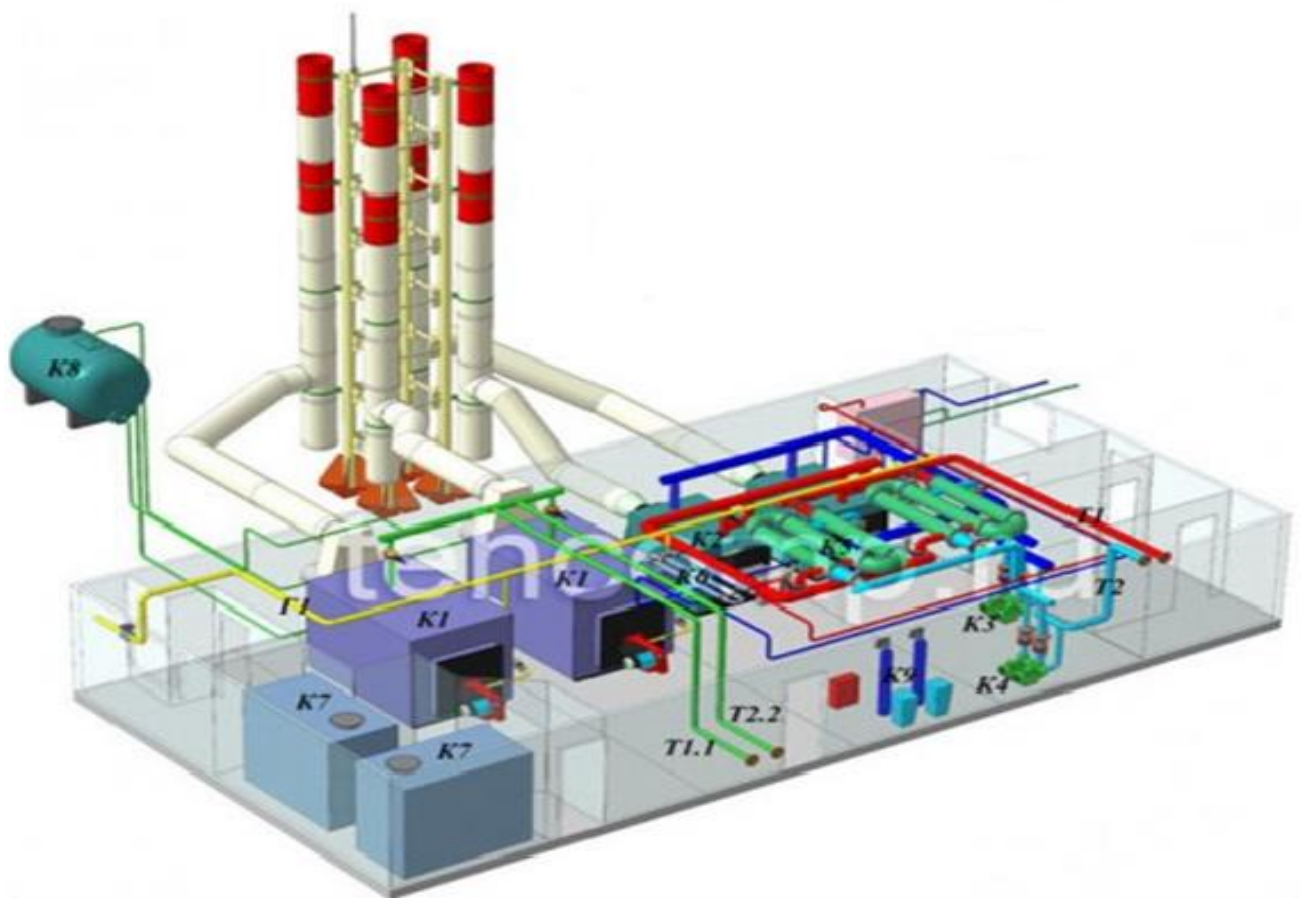


Рис. 6.9. Опалювально-виробнича котельня:

- K1 – котел паровий; K2 – котел водогрійний; K3 – мережевий насос;
K4 – насос ГВП; K5 – теплообмінник мережевого контуру;
K6 – теплообмінник контуру ГВП; K7 – бак запасу палива;
K8 – деаератор; K9 – водопідготовка; Г1 – газопровід низького тиску;
Т1 – трубопровід прямої води; Т2 – трубопровід зворотної води;
Т1.1, Т2.2 – паропроводи на технологічні потреби

Котельні по надійності подачі теплоти споживачам відносяться:

- до першої категорії – котельні, що є єдиним джерелом теплоти системи тепlopостачання і забезпечують теплотою споживачів першої категорії, що не мають індивідуальних резервних джерел теплоти;
- до другої категорії – інші котельні.

Споживачі теплоти по надійності тепlopостачання належать:

- до першої категорії – споживачі, порушення тепlopостачання яких пов'язане з небезпекою для життя людей або зі значним збитком народному господарству (пошкодження технологічного обладнання, масовий брак продукції);
- до другої категорії – інші споживачі теплоти.

Кількість котлів, що встановлюються в котельних, і їх продуктивність, визначаються на підставі техніко-економічних розрахунків.

У котельних повинна передбачатися установка не менше двох котлів, за винятком виробничих котелень другої категорії, в яких допускається установка одного котла.

Залежно від виду палива, що використовується і способу його спалювання котельні установки бувають з:

- камерними топками для спалювання газоподібного і рідкого палива;
- камерними топками для спалювання твердого палива в пилоподібному стані;
- шаровими топками для спалювання твердого палива в шарі;
- топками спеціальної конструкції для спалювання дров, деревних відходів, торфу, пелет, виготовлених з цих матеріалів;
- факельно-шарові топки (топки вихрові або з киплячим шаром) для спалювання твердого палива з великим вмістом дрібних фракцій.

Котельні малої потужності (індивідуальні та невеликі групові) зазвичай складаються з котлів, циркуляційних і підживлювальних насосів, вентиляторів та димососів. Залежно від цього обладнання переважно визначаються розміри приміщень котельні.

Для забезпечення більш економічної роботи сучасні котельні установки мають допоміжні елементи: водяний економайзер та повітрянагрівач, що слугують відповідно для підігріву води та повітря; пристрої для подачі палива та вида-

лення золи, для очищення відхідних газів та живильної води; прилади теплового контролю та засоби автоматизації, що забезпечують нормальну та безперебійну роботу всіх ланок котельні.

Контрольні запитання

1. Що таке електростанція і які їх типи ви знаєте?
2. Які типи турбін встановлюються на КЕС?
3. Які станції називаються теплоелектроцентралями?
4. Де виробляється тепла і електрична енергія при роздільному способі енерго-виробництва?
5. За якими ознаками класифікуються теплові електростанції?
6. Дайте характеристику технологічної структури ТЕС.
7. Які бувають теплові схеми ТЕС?
8. Чому дорівнює повний ККД КЕС?
9. Що таке питома витрата умовного палива КЕС?
10. Як визначається собівартість електроенергії на КЕС?
11. Які типи турбін встановлюються на ТЕЦ?
12. Перерахуйте показники теплової економічності ТЕЦ.
13. Чому дорівнює сумарна економія палива на ТЕЦ?
14. Дайте визначення котельні.
15. Як поділяються котельні за цільовим призначенням?
16. Як поділяються теплові схеми котелень за способом подачі теплоти споживачам?

7. АТОМНІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Атомна електростанція – електростанція, де здійснюється процес перетворення ядерної енергії в електричну [6].

7.1. Ядерне паливо та теплоносії

Основною складовою АЕС є ядерний реактор – джерело енергії. В ядерному реакторі під дією вільних нейтронів відбувається керована ланцюгова реакція ділення важких ядер ядерного палива (рис. 7.1). Штучне ділення ядер здійснюється в результаті бомбардування атомів речовини, що ділиться, нейтронами, які володіють достатньою для цього швидкістю. Вільними називаються два-чотири нейтрони, які раніш входили до складу ядра, що розділилося. Для цих реакцій необхідна наявність в реакторі речовини, яка ділиться, і при своєму розпаді виділяє елементарні частинки, що здатні викликати розпад інших ядер.

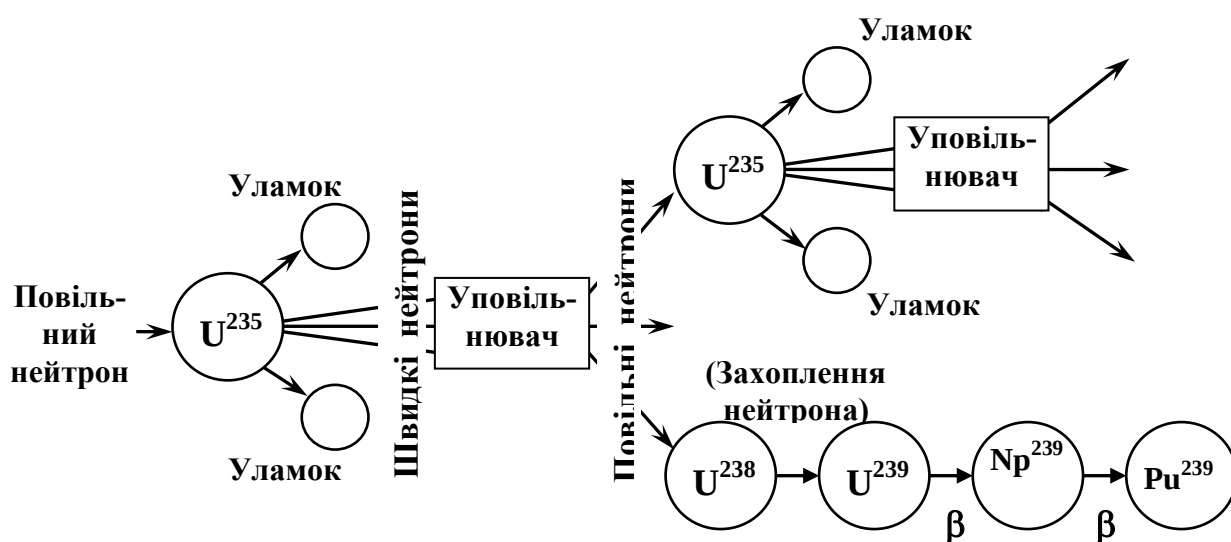


Рис. 7.1 Ланцюгова реакція ділення важких ядер ядерного палива

Серед важких ядер розрізняють нукліди, що діляться U^{235} , Pu^{239} , U^{233} і відтворюючі нукліди (сировинні нукліди) U^{238} , Th^{232} . Перші здатні ділитися нейтронами будь-якої енергії, другі – нейтронами високої енергії. З нуклідів, які діляться, лише U^{235} є в природній суміші ізотопів.

Регулювання процесу ділення ядер у реакторі засновано на тому, що не всі нейтрони, що виникають при розпаді ядра, здатні викликати поділ інших ядер. Частина нейтронів поглинається речовиною, що ділиться, або оточуючими її інертними матеріалами, а частина нейтронів виходить з активної зони.

При діленні ядер, які містяться в 1 г U^{235} , виділяється $7,8 \cdot 10^{10}$ Дж енергії, тобто 1 г U^{235} еквівалентний більш ніж 2т висококалорійного вугілля. 1 кг ядерного палива забезпечує реалізацію теплової потужності в 2 МВт протягом року. В одному акті ділення важких ядер, що є ядерним паливом, виділяється велика кількість енергії (200 MeV), яка відводиться з реактора теплоносієм.

Ядерне паливо – це подільний ядерний матеріал, що завантажується в ядерний реактор для здійснення ядерної реакції.

Природний уран складається з двох основних ізоотопів U^{235} (0,7 %) і U^{238} (99,3 %). В енергетиці як ядерне паливо використовується природний ізоотоп U^{235} , штучні ізотопи: уран – 233 (U^{233}) і плутоній – 239 (Pu^{239}). Паливом для АЕС є уран – U^{238} збагачений ізоотопом U^{235} до 4 % для реакторів типу ВВЕР (водо-водяні енергетичні реактори) або до 2 % для реакторів типу РБМК (реактори великої потужності канальні).

Ядерне паливо завантажують в ядерний реактор в оболонці з матеріалу, який слабо поглинає нейтрони. Така конструкція отримала назву тепловиділяючого елемента (ТВЕЛ). Вони збираються в тепловиділяючі збірки (ТВЗ), які у свою чергу об'єднуються в касети (реактори ВВЕР) або технологічні канали (реактори РБМК).

Найбільш поширені контейнерні стрижньові ТВЕЛі енергетичних реакторів (рис. 7.2). Оболонка 1 на основі цирконію і заглушки торців 6 таких ТВЕЛів утворюють герметичну порожнину, в якій розміщені таблетки ядерного палива 2 звичайно у вигляді хімічного оксидного з'єднання UO_2 , PuO_2 , ThO_2 , які володіють високою термічною, хімічною і радіаційною стійкістю.

Проміжок 3 між оболонкою і таблетками заповнюється середовищем з високою теплопровідністю (гелієм, натрієм), що знижує температуру ядерного палива, а порожнина 4 забезпечує помірне підвищення тиску газоподібних продуктів розподілу (криптон, ксенон) під оболонкою.

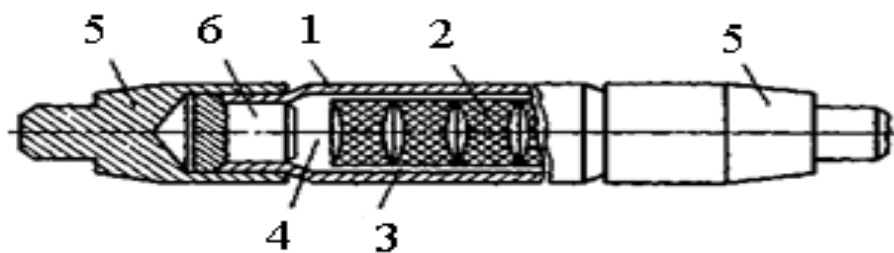


Рис. 7.2. Конструктивна схема стрижньового ТВЕЛу контейнерного типу:
1 – оболонка; 2 – таблетка ядерного палива; 3 – проміжок; 4 – порожнина;
5 – кінцеві деталі; 6 – заглушки торців

Тепловиділяючі збірки (ТВЗ) складаються з ТВЕЛів, встановлених по концентричних колах або правильних трикутних або квадратних решітках та закріплених за допомогою кінцевих деталей 5. Кріплення ТВЕЛів, які мають довжину декілька метрів при діаметрі $\sim 10^{-2}$ м, здійснюється дистанційними решітками.

Частина реактора, в якій відбуваються основні реакції ділення, називається активною зоною. Вона складається з касет, впритул встановлених одна до одної. Форма касет повинна бути такою, щоб між ними були рівномірні малі зазори. Касети мають шестигранну або квадратну форму. Всередині касет розміщуються ТВЗ з ТВЕЛами. При опромінюванні ТВЕЛів нейтронами зменшується концентрація спочатку завантажених в них нуклідів U^{238} та U^{235} , які діляться, але збільшується їх кількість з нуклідів Pu^{239} та U^{233} , що знов утворилися, з відтворюючих U^{238} та Th^{232} при захопленні останніми вільних нейтронів.

З нейтронно-фізичної точки зору розрізняють реактори на теплових і на швидких нейтронах. Реактори, в яких проводиться уповільнення нейтронів, що утворилися при розподілі палива, називаються реакторами на теплових нейтронах, оскільки ділення U^{235} в цьому типі реакторів викликають в основному саме теплові нейтрони (оскільки швидкість їх руху (до 2200 м/с) близька до швидкості теплового руху молекул). Матеріал, в якому здійснюється процес уповільнення нейтронів, називається уповільнювачем. Ним може бути: легка вода – H_2O , графіт – C , а у ряді випадків важка вода – D_2O і берилій – Be .

Звичайна вода дуже добре уповільнює нейтрони, але сильно їх поглинає. Тому для нормального протікання ланцюгової реакції при її використанні уповільнювачем повинен бути уран з високою часткою ізоотопу – U^{235} , що ділиться

(збагачений уран). Збагачення природного урану з основним ізотопом – U^{238} проводять U^{235} за досить складною і трудомісткою технологією на гірничо-збагачувальних комбінатах, при цьому утворюються токсичні і радіоактивні відходи.

Графіт та важка вода добре уповільнюють нейтрони і погано їх поглинають, тому можна використовувати менш збагачений уран, ніж при застосуванні легкої води. Але виробництво важкої води дуже трудомістке і екологічно небезпечне.

Реактори, в яких уповільнювач відсутній, називають реакторами на *швидких нейтронах*, оскільки процес ділення ядер палива в них викликається в основному нейтронами високих енергій.

Теплоносії на АЕС:

1. **Органічні теплоносії** (вуглеводні, дифеніл, ізопропїлдіфеніл, нафталін та ін.) при нагріванні в реакторі набувають незначної радіоактивності, що дає можливість використовувати для енергетичних установок одноконтурну схему. В цьому випадку виключається проміжний парогенератор і підвищується ККД всієї станції.

2. **Рідкометалеві теплоносії** (в основному, калій, натрій) дають можливість за рахунок своїх теплофізичних властивостей значно збільшити температуру робочого тіла, що надходить в турбіну. При цьому зростає ККД циклу і установки в цілому. Проте такі теплоносії мають високу радіоактивність сприйняту в реакторі, і можуть привести до вибуху при контакті з водою і киснем. Це приводить до необхідності використовувати трьох контурну схему.

3. **Газові теплоносії** (водяна пара, гелій, азот, вуглекислий газ) є термічно і радіаційно більш стійкими робочими тілами. Вони набувають незначної радіоактивності і в принципі можуть використовуватися в одноконтурній установці. Проте для безпеки використовують двох контурну і другий теплоносій – водяна пара.

В даний час основними типами реакторів для АЕС є наступні:

– водо-водяні реактори на теплових нейтронах з водяним теплоносієм і уповільнювачем, тиск теплоносія (7-16 МПа) сприймає корпус (корпусні реактори). Виробляють недогріту до температури насичення воду (реактори з водою під

тиском, ВВЕР) або насичену пару;

- графітоводяні каналні реактори на теплових нейтронах з графітовим уповільнювачем і водяним теплоносієм, тиск теплоносія в яких (7 МПа) сприймають окремі трубчасті канали, що виробляють насичену пару (РБМК);

- швидкі натрієві реактори з натрієвим теплоносієм, низький тиск (1,0 МПа) сприймається корпусом. Виробляють недогрітий до температури насичення натрій. Ефективні для відтворення нуклідів (РБН - реактор на швидких нейтронах);

- газоохолоджувальні реактори на теплових нейтронах з теплоносієм діоксидом вуглецю або гелію, тиск якого (2-5 МПа) сприймається корпусом; уповільнювачем газоохолоджувальних реакторів є графіт.

7.2. Принципові схеми АЕС

На АЕС широко застосовується *насичена пара*. Це пояснюється тим, що у ряді випадків перегрів пари безпосередньо в ядерному реакторі дуже ускладнює конструкцію реактора і схему установки, вимагає істотних додаткових капітальних витрат.

Схема АЕС може бути *одноконтурною, двоконтурною і триконтурною* (рис. 7.3). На АЕС, що працює за **одноконтурною схемою**, пара утворюється в активній зоні реактора 1 і звідти прямує в турбіну 2 (рис. 7.3, а). В деяких випадках пара до надходження в турбіну піддається перегріву в перегрівальних каналах реактора.

Одноконтурна схема найбільш проста. Проте пара, що утворюється в реакторі, радіоактивна, тому велика частина устаткування АЕС повинна мати захист від випромінювання. В процесі роботи АЕС в паропроводах, турбіні і інших елементах устаткування можуть накопичуватися тверді речовини (домішки та продукти корозії у воді), що виносяться з реактора з парою, які володіють наведеною активністю та ускладнюють контроль устаткування та його ремонтування.

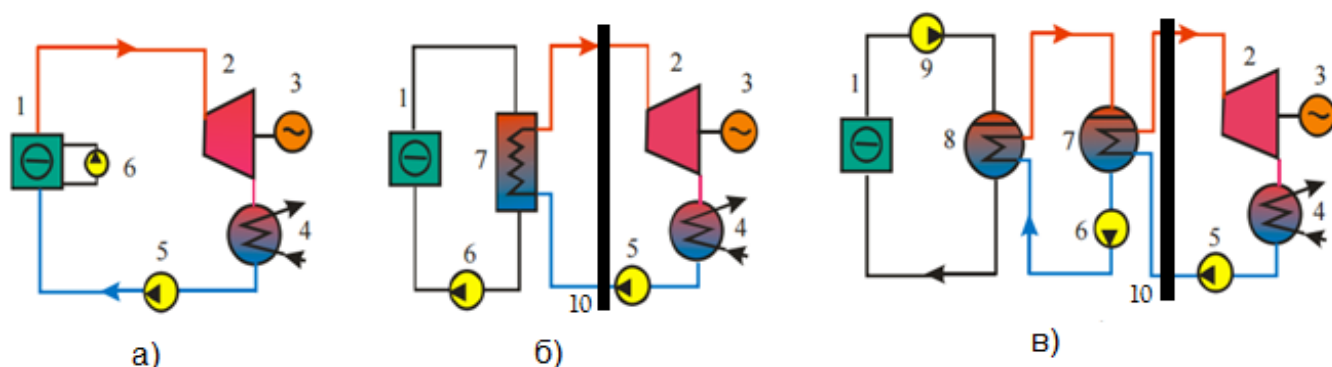


Рис. 7.3. Принципові теплові схеми АЕС:

а – одноконтурні; *б* – двоконтурні; *в* – триконтурні.

1 – реактор; 2 – парова турбіна; 3 – електрогенератор; 4 – конденсатор;
5, 6 і 9 – насоси; 7 – парогенератори; 8 – проміжний теплообмінник;
10 – контур біологічного захисту

У **двоконтурній схемі** (рис. 7.3 *б*) теплоносій і робоче тіло рухаються в різних контурах, загальним елементом яких є парогенератор 7. По цій схемі працюють АЕС з реакторами ВВЕР.

Теплоносій, нагрітий в реакторі 1 надходить в парогенератор 7, де віддає теплоту робочому тілу - воді другого (паротурбінного) контуру. Після цього теплоносій за допомогою насосу 6 повертається в реактор. Все обладнання першого контуру радіоактивне, тому воно відокремлене від іншої частини електростанції спеціальним біологічним захистом 10. Отримана в парогенераторі 7 водяна пара направляється в парову турбіну 2, де здійснює роботу. Електрична енергія виробляється електрогенератором 3. Відпрацьована пара надходить в конденсатор 4, конденсується і живильним насосом 5 повертається в парогенератор 7. Робоче тіло, яке циркулює у другому контурі, практично не радіоактивне.

Необхідність виключення можливості взаємодії радіоактивного теплоносія (натрію) з водою привело до створення триконтурної схеми, за якою працюють АЕС на швидких нейтронах.

В **триконтурній схемі** АЕС (рис. 7.3 *в*) рідкий **натр** з реактора 1 циркуляційним насосом 9 подається в проміжний теплообмінник 8, віддає теплоту нерадіоактивному теплоносію, теж **натрію**, і повертається в реактор. Нагрітий в проміжному теплообміннику 8 теплоносій другого контуру надходить в парогенератор 7, де віддає теплоту робочому тілу – воді третього (паротурбінного) конту-

ру, яка перетворюється в пару. Натрій насосом 6 повертається в проміжний теплообмінник 8. Пара, що утворюється, йде на парову турбіну 2, яка є приводом електрогенератора 3. Після турбіни пара прямує в конденсатор 4, а далі конденсат живильним насосом 5 подається в парогенератор 7.

На таких АЕС робоче середовище і теплоносій другого контуру в нормальних умовах нерадіоактивні, тому експлуатація ЕС істотно полегшується. Крім того, продукти корозії паропроводів, конденсаторів і турбінного тракту не потрапляють в реактор. Проте капітальні витрати в цьому випадку значно вищі, особливо при триконтурній схемі.

Такі схеми слід застосовувати, коли вірогідність контакту активного теплоносія з водою повинна бути повністю виключена, наприклад, при використанні теплоносія – рідкого натрію його контакт з водою може привести до аварії. В трактах двоконтурних АЕС навіть при невеликих порушеннях щільності можливий контакт активного натрію з водою і аварію ліквідувати було б досить важко. При триконтурній схемі контакт активного натрію з водою виключений.

У всіх наведених схемах конденсат після конденсатора турбіни проходить систему регенеративного підігріву, яка, по суті, не відрізняється від систем на звичайних ЕС.

Зараз в світі існує п'ять типів енергетичних ядерних реакторів. Це реактор ВВЕР, РБМК, реактор на важкій воді, реактор з кульовим засипанням і газовим контуром, реактор на швидких нейтронах. Кожний тип реактора має свої конструкційні особливості. ВВЕР будувалися в основному на території колишнього СРСР і в Східній Європі, реакторів типу РБМК багато в Росії, країнах Західної Європи та Південно-Східній Азії, реактори на важкій воді будувалися в Америці і Канаді.

Канальний реактор РБМК киплячого типу з графітовим уповільнювачем і водяним теплоносієм (рис. 7.4) призначений для отримання насиченої пари з тиском 7 МПа і температурою 280 °С. Такі реактори дозволяють створювати АЕС великої потужності.

Теплова потужність реактора РБМК - 1000 становить 3200 МВт, а електрична потужність реакторної установки – 1000 МВт. На «обігрів» водосховища і навколишнього середовища витрачається 2200 МВт.

Реактор РБМК розміщений в бетонній шахті квадратного перерізу. Циліндрична активна зона реактора зібрана з 2488 вертикальних графітових колон, складених з блоків перерізом 250х250 мм (рис. 7.5).

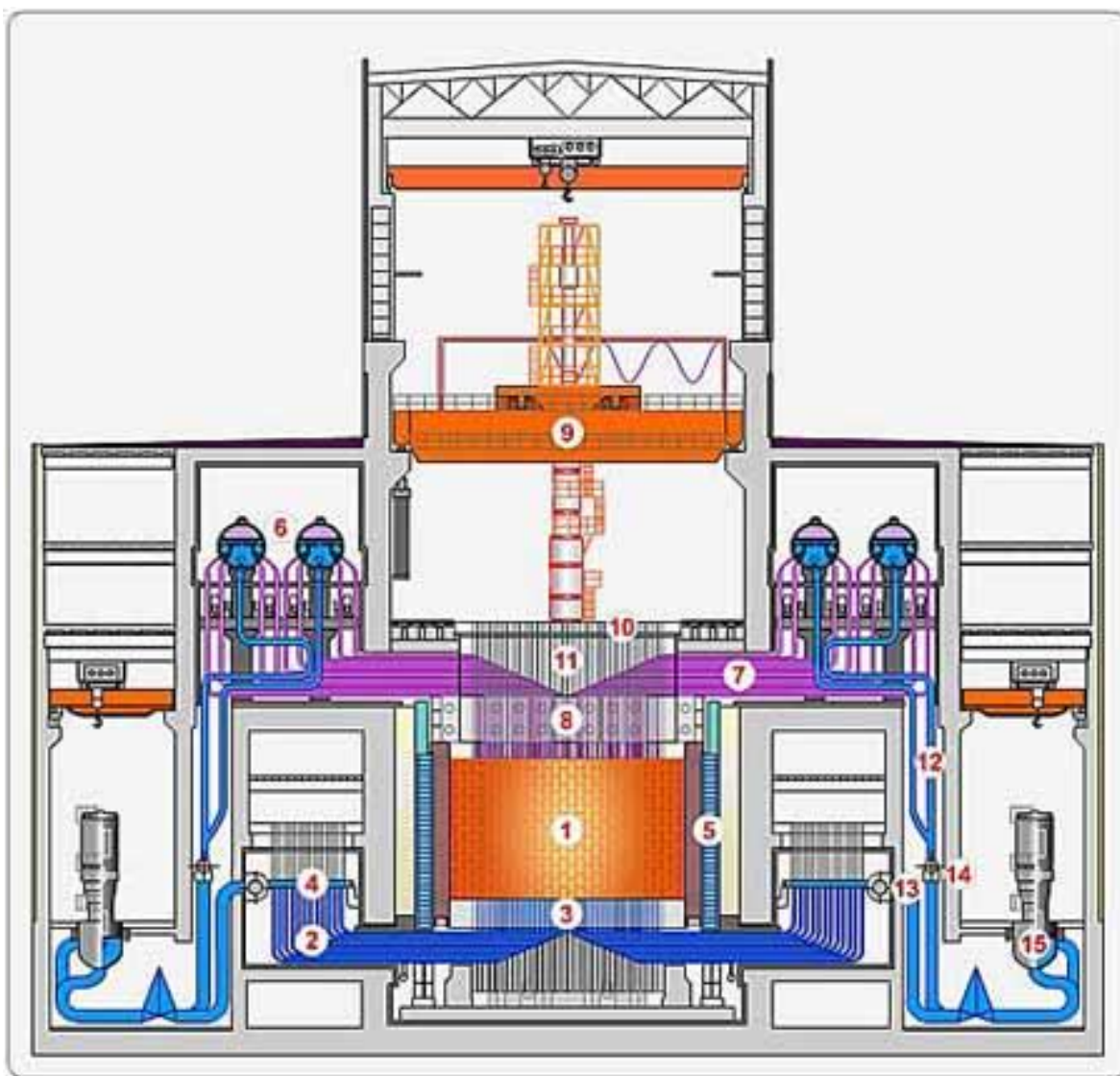


Рис. 7.4. Технологічна схема контуру АЕС з РБМК:

- 1 – активна зона; 2 – трубопроводи водяних комунікацій; 3 – нижній біологічний захист; 4 – роздавальний колектор; 5 – бічний біологічний захист; 6 – барабан-сепаратор; 7 – труби пароводяних комунікацій; 8 – верхній біологічний захист; 9 – розвантажувально-завантажувальна машина; 10 – зіймний плитковий настил; 11 – тракти паливних каналів; 12 – опускні канали; 13 – напірний колектор; 14 – всмоктувальний колектор; 15 – головний циркуляційний насос

В центрі кожного блоку крізь всю колону проходять наскрізні отвори діаметром 114 мм призначені для установки в них 1693 паливних каналів, 179 – для каналів системи управління захистом (СУЗ) реактора, а решта є бічним відбивачем.

Паливний канал являє собою трубку зі сплаву цирконію діаметром 88 мм і товщиною 4 мм, в яку встановлюється тепловиділяюча касета, що складається з тепловиділяючих збірок (ТВЗ) висотою 3,5 м (рис. 7.6). ТВЗ складаються з двох частин – нижньої і верхньої, кожна з яких містить 18 ТВЕЛів діаметром 13,6 мм з товщиною стінок 0,9 мм.

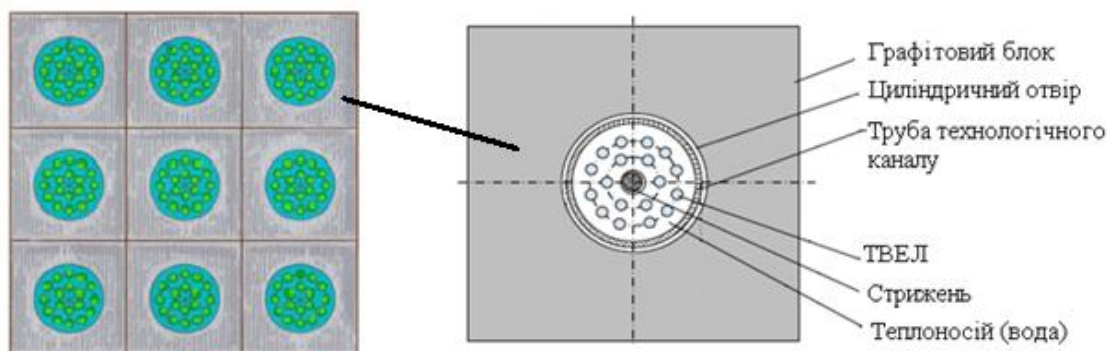


Рис. 7.5. Конструкція графітової кладки та графітового блоку

Характерною особливістю каналних реакторів є можливість регулювання і контролю витрат теплоносія по кожному каналу. Це дозволяє отримувати на виході всіх каналів приблизно однакові теплотехнічні параметри і мати мінімально необхідну витрату теплоносія через реактор.

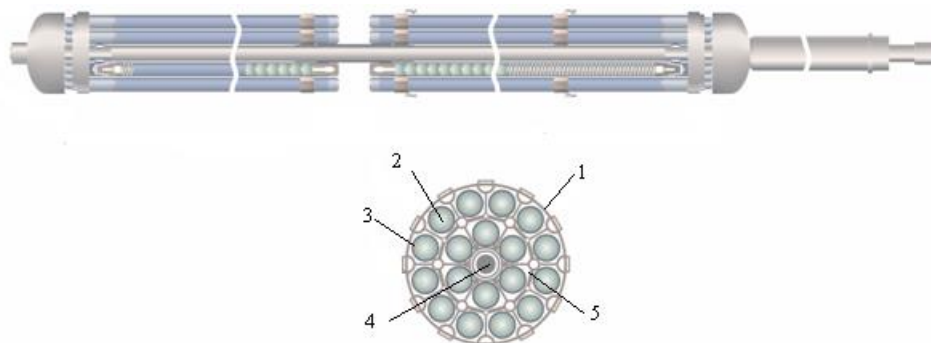


Рис. 7.6. Тепловиділяючі збірки реактора РБМК:

- 1 – дистанційна решітка; 2 – таблетки ядерного палива; 3 – оболонка ТВЕЛу;
4 – стрижень NbO; 5 – вода – теплоносій

Розвантажувально-завантажувальна машина призначена для перевантаження ядерного палива укладеного в збірку на працюючому або зупиненому і розхо-лодженому реакторі. У сталому режимі роботи на реакторі потужністю 1000 МВт на добу перевантажується одна-дві збірки.

Свіжі тепловиділяючі касети (ТВК), що надійшли на АЕС з заводу-виробника (схема паливного циклу наведена на рисунку 7.7), зберігаються в герметичних контейнерах на складі свіжого палива. Свіжі ТВК в радіаційному відношенні нешкідливі для персоналу АЕС і навколишнього середовища.

В Україні замкнений цикл з виробництва ядерного палива поки відсутній.

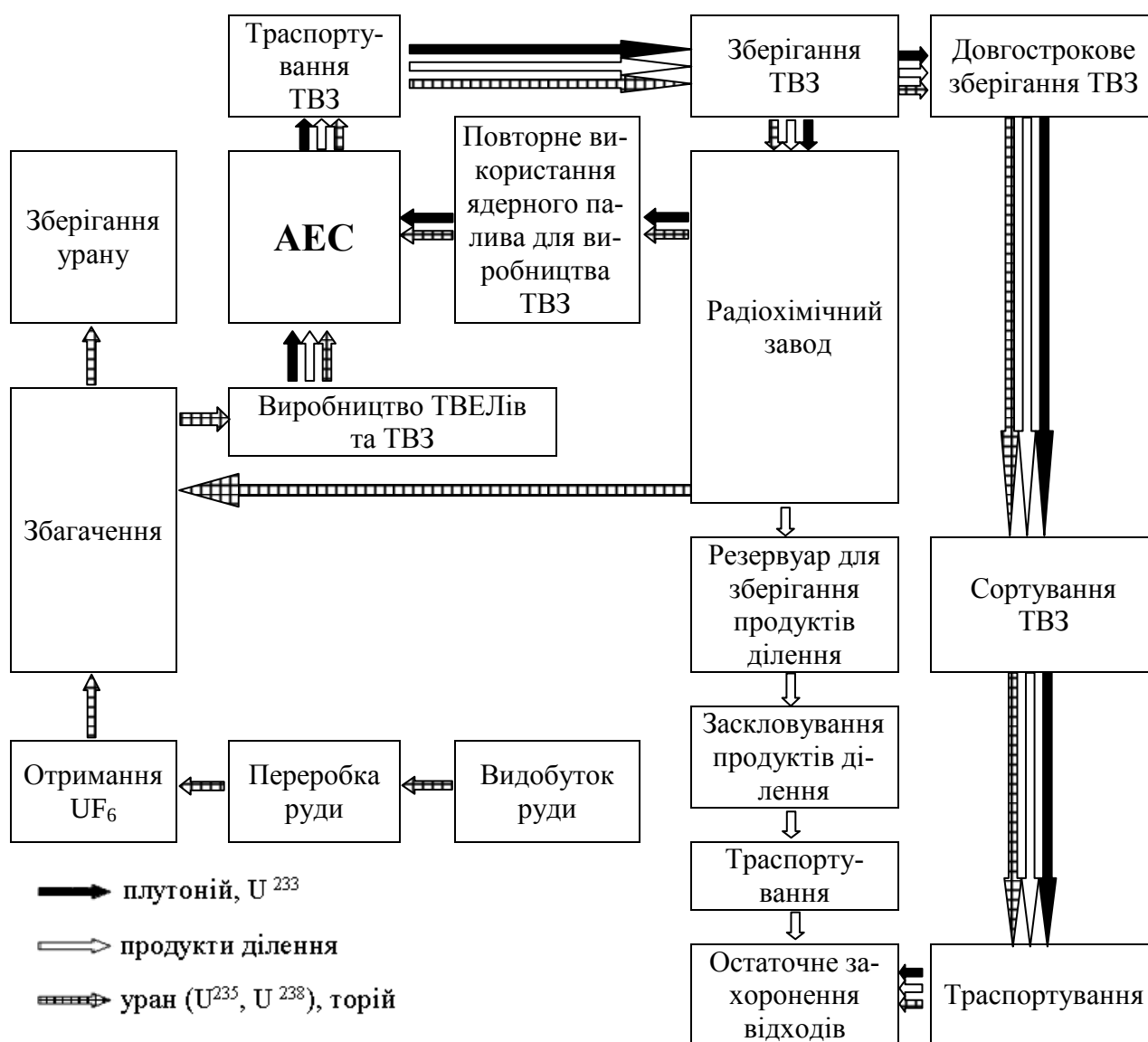


Рис. 7.7. Паливний цикл ядерної енергетики

Для зберігання відпрацьованих ТВК на кожному енергоблоці передбачено 2 басейни витримки, розташовані поруч з реактором в центральному залі. Басейни витримки мають насосно-теплообмінну установку для відводу залишкових тепло-виділень у відпрацьованому ядерному паливі. ТВК зберігаються в герметичних пеналах під водою. Ємність обох басейнів витримки забезпечує можливість одночасного зберігання повного паливного завантаження реактора, що відповідає кількості вивантажених з реактора ТВК за чотири роки роботи на повній потужності.

Орієнтовний час знаходження ТВК в басейні витримки становить близько двох років. По закінченні цього періоду здійснюється переведення ТВК в сховище відпрацьованого ядерного палива.

Принципова тепла схема блоку з РБМК-1000 приведена на рисунку 7.8. Контур охолодження активної зони 1 реактора складається з двох ідентичних петель (на рисунку показана одна).

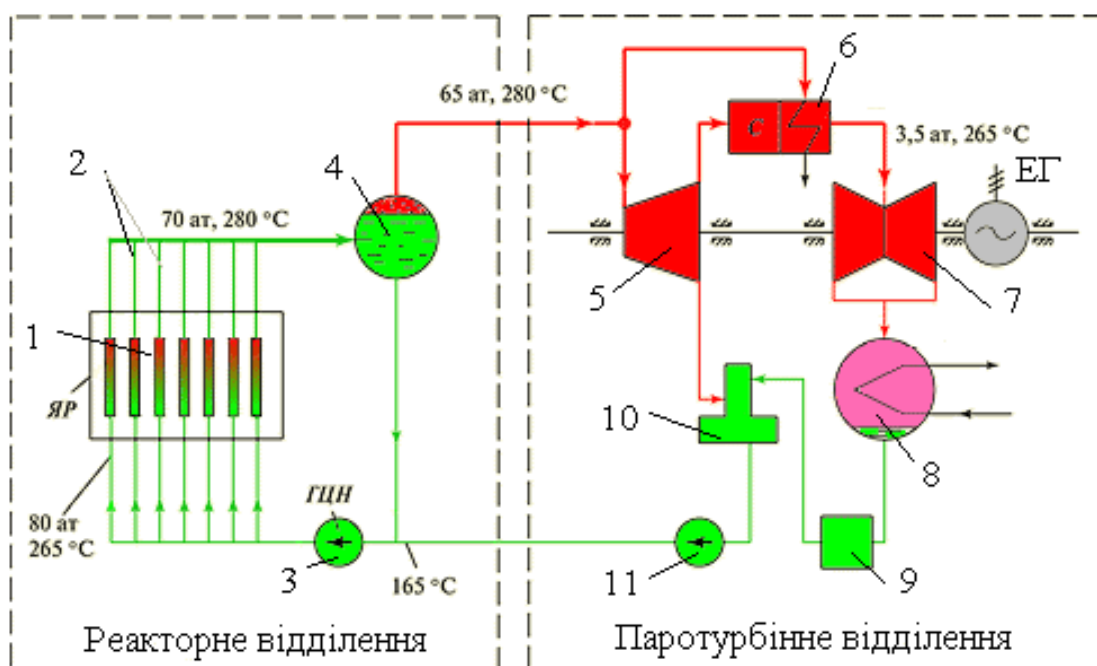


Рис. 7.8. Принципова схема блоку АЕС з реактором РБМК-1000:
1 – реактор; 2 – технологічні канали з ТВЕЛами; 3 – головний циркуляційний насос; 4 – барабан-сепаратор; 5 – ЦВТ; 6 – сепаратор - перегрівач; 7 – ЦНТ; 8 – конденсатор; 9 – ПНТ; 10 – деаератор; 11 – насос

Розрізняють контур охолодження реактора і контур робочого тіла турбоустановки. Контур охолодження складається з робочих (технологічних) каналів 2,

що містять ТВЕЛі, чотирьох головних циркуляційних насосів 3 і двох барабанів-сепараторів 4, з'єднаних колекторами і трубопроводами.

На АЕС, як правило, використовується паротурбінний цикл середнього тиску без перегріву свіжої пари.

Корпусний реактор ВВЕР (рис. 7.9-7.10) з водним (некиплячим) теплоносієм і уповільнювачем призначений для отримання в першому контурі нагрітої води з тиском 16 МПа, температурою до 600 К. В парогенераторах теплота передається воді другого контуру, яка перетворюється в пару, що подається під тиском 60 атм на турбіну.

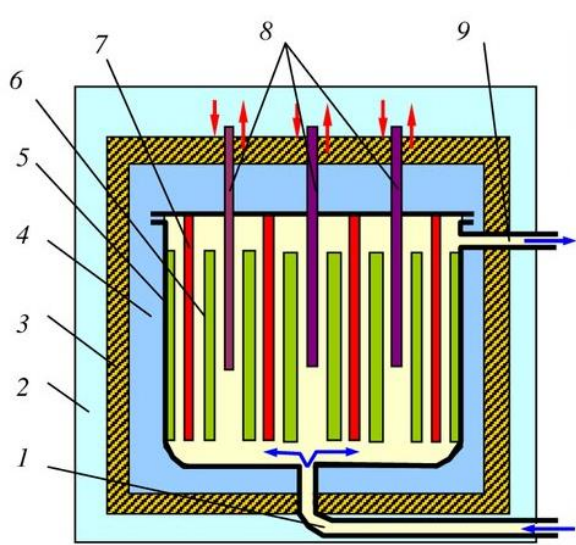


Рис. 7.9. Схема водо-водяного реактора:

- 1 – вхід теплоносія; 2 – біологічний захист реактора; 3 – захист; 4 – відбивач нейтронів;
- 5 – корпус реактора; 6 – уповільнювач;
- 7 – елементи активної зони;
- 8 – елементи регулювання;
- 9 – вихід теплоносія

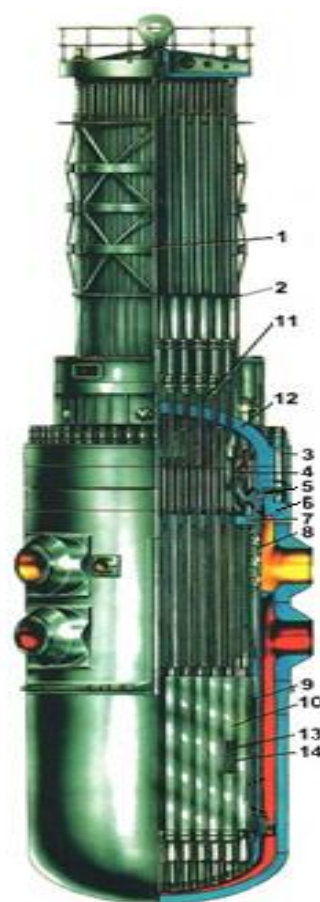


Рис. 7.10. Розріз реактора ВВЕР-1000:

- 1 – верхній блок; 2 – привод СУЗ ; 3 – шпилька; 4 – труба для завантаження зразків - свідків; 5 – ущільнення; 6 – корпус реактора; 7 – блок захисних труб;
- 8 – шахта; 9 – вигородка активної зони; 10 – паливні збірки; 11 – теплоізоляція реактора; 12 – кришка реактора; 13 – регулюючі стрижні; 14 – паливні стрижні

Характеристики енергоблоку з реактором ВВЕР-1000 наведені в табл. 7.1.

Таблиця 7.1. Характеристики енергоблоку з реактором ВВЕР-1000

Теплова потужність реактора, МВт	3000
К.к.д., %	33
Тиск пари перед турбіною, атм	60
Тиск в першому контурі, атм	160
Температура води:	
на вході в реактор, °С	289
на виході з реактора, °С	324
Діаметр активної зони, м	3,12
Висота активної зони, м	3,5
Діаметр ТВЕЛа, мм	9,1
Число ТВЕЛів в касеті	312
Завантаження урану, т	66
Середнє збагачення урану, %	3,3-4,4
Середнє вигорання палива. МВт·доб/кг	40

Тиск теплоносія першого контуру сприймають корпус 6 і зйомна кришка 12 корпусу. У верхній частині корпусу знаходяться патрубки входу і виходу теплоносія. У корпусі розміщений кошик з ТВЕЛами 10 активної зони з опорною плитою 13, на яку встановлюються збірки 10 та підтискається зверху плитою 7, що спирається на кільце 8 і циліндр 3.

Активна зона реакторів зібрана з 163 шестигранних тепловиділяючих збірок (рис. 7.11), що містять ТВЕЛи стрижньового типу. ТВЕЛи реактора збирають в ТВЗ для зручності їх перевантаження і транспортування. ТВЕЛи розміщені по трикутній решітці і укладені в чохол з цирконієвого сплаву. В свою чергу, ТВЗ також зібрані в трикутну решітку з кроком 147 мм (ВВЕР-440) і 241 мм (ВВЕР-1000).



Рис. 7.11. Тепловиділяюча збірка реактора ВВЕР

Робочими органами СУЗ є поглинальні стрижні, які об'єднані в пучки, так звані кластери, по 18 стрижнів. Один привод переміщує весь кластер, який по напрямним каналам може рухатися всередині тепловиділяючої збірки.

Крім поглинаючих стрижнів, в реакторах ВВЕР використовується й інший спосіб зміни реактивності – борне регулювання, тобто зміна концентрації рідкого поглинача нейтронів, борної кислоти, в першому контурі. Основне завдання борного регулювання полягає в компенсації повільних змін реактивності в реакторі.

В корпусі реактора встановлені теплові екрани, які оточують активну зону. Їх виготовляють з нержавіючої сталі у вигляді коаксіальних циліндрів, які утворюють кільцеві зазори. Теплоносій, що проходить в зазорах охолоджує корпус реактора і відбиває нейтрони. Вода подається в реактор знизу під тиском. Зверху реактор закритий сталевую кришкою, яка герметизує його корпус і є біозахистом.

Конструкція реактора і спосіб його закріплення, а також системи СУЗ і аварійного охолодження активної зони водним розчином борної кислоти здійснюють безпечну зупинку, розхолодження і припинення ланцюгової реакції поділу при максимальному розрахунковому землетрусі 9 балів за шкалою MSK-64 і мають 1 категорію сейсмостійкості. Термін служби обладнання реакторної установки – 30 років, розрахунковий термін служби корпусу і кришки реактора – 40 років.

Перевантаження збірок здійснюються спеціальною перевантажувальною машиною при зупинці реактора.

Тепловиділяючі збірки поставляються російською компанією «ТВЕЛ». Сьогодні єдиним альтернативним постачальником палива для реакторів типу ВВЕР є американська компанія Westinghouse Electric Company LLC. Тепловиділяючі збірки американської фірми мають в розрізі квадратну форму, на відміну від шестикутної форми ТВЗ компанії «ТВЕЛ» (рис. 7.12).

Україна закуповує адаптовані ТВЕЛи для ВВЕР виробництва Westinghouse Electric Company LLC для своїх АЕС. Вони збираються в Швеції компанією «Вестінгауз» (з частково американських компонентів) під контролем американських інженерів, але зі збагаченого в Росії українського урану.

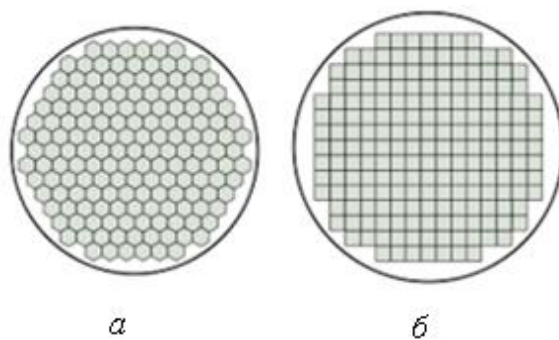


Рис. 7.12. Форми ТВЗ:

а – компанія «ТВЕЛ»; б – компанія Westinghouse Electric Company LLC

При виникненні позаштатних ситуацій роботи реактора, що супроводжуються його розгоном, реактор ВВЕР зупиняється, а реактор РБМК продовжить розгін з наростаючою інтенсивністю, що може привести до дуже інтенсивного тепловиділення, результатом якого буде розплавлення активної зони реактора. При контакті розплавлених цирконієвих оболонок з водою відбувається розкладання її на водень і кисень, що утворюють вкрай вибуховий гримучий газ, при вибуху якого неминуче руйнування активної зони і викид радіоактивних палива і графіту в навколишнє середовище. Саме таким шляхом розвивались події під час аварії на Чорнобильській АЕС.

На рисунку 7.13 показана технологічна схема АЕС з реактором ВВЕР.

Ядерне паливо, що знаходиться в ТВЕЛах певної форми, доставляється в контейнерах на ЕС і за допомогою перевантажувальної машини 4 завантажується в активну зону реактора 1. Касети з відпрацьованими ТВЕЛами направляють в басейн 5, де витримуються протягом певного часу. Коли радіоактивність пального і матеріалу касет зменшується до нормативних значень, касети в контейнерах вивозять на переробні заводи.

Реактор ВВЕР експлуатується в режимі трьох часткових перевантажень ядерного палива за всю компанію. При кожному перевантаженні свіже ядерне паливо завантажується по периферії активної зони, а потім перевантажується до центру. Перевантаження однієї третини паливного завантаження реактора один раз на рік дає можливість працювати реактору протягом року, тобто створює необхідний запас реактивності для роботи.

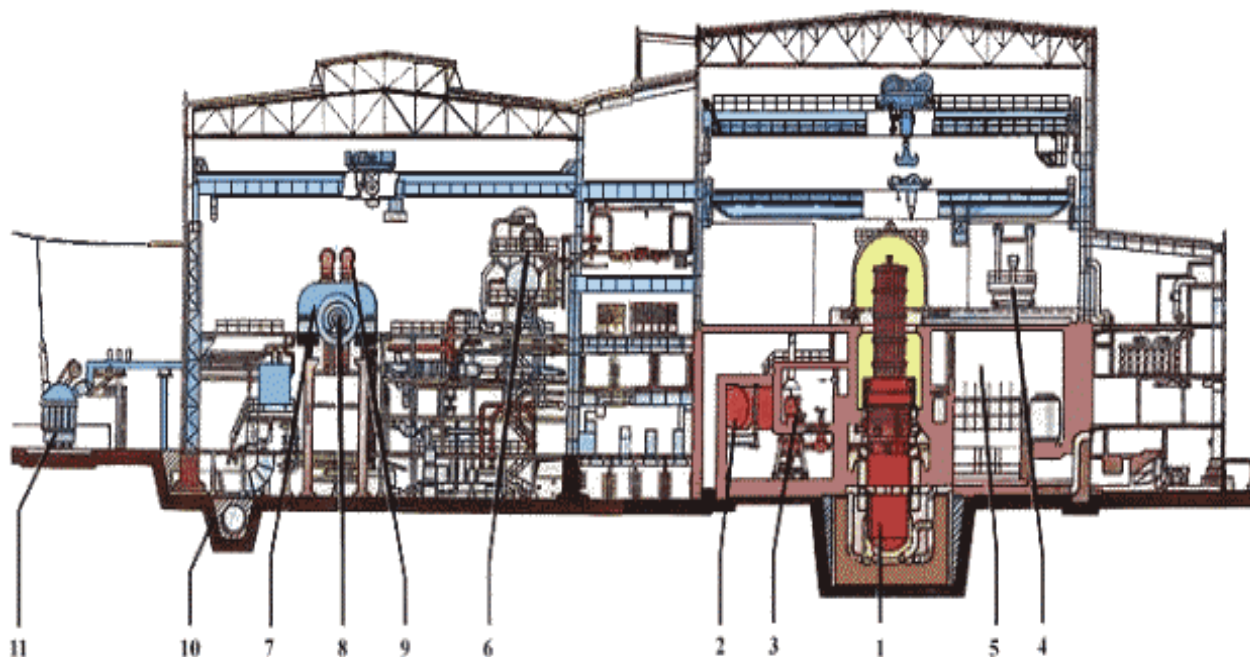


Рис. 7.13. Технологічна схема АЕС з реактором ВВЕР:

- 1 – реактор; 2 – парогенератор; 3 – головний циркуляційний насос;
 4 – перевантажувальна машина; 5 – охолоджувальний басейн;
 6 – бак живильної води з деаератором; 7 – парова турбіна; 8 – генератор;
 9 – паропроводи; 10 – трубопроводи охолоджуючої води; 11 – трансформатор

Пара з ПГ прямує паропроводом 10 до турбіни, а живильна вода подається в ПГ по лінії 9.

Принципова схема АЕС з водо-водяним реактором ВВЕР наведена на рисунку 7.14. В корпусі реактора 1, заповненого водою під тиском, міститься активна зона 2, що омивається потоком теплоносія, який рухається вертикально вгору. Вода підігріта на 20-40 К при проходженні через активну зону, але недогріта до насичення, циркуляційним насосом 3 першого контуру прямує в парогенератор 4, в якому передає свою теплоту теплоносію другого контуру.

Реактори ВВЕР потужністю 440 і 1000 МВт мають відповідно 6 і 4 парогенератори і дві турбоустановки (турбіни К-500-60), а отже, 6 або 4 петлі першого контуру. На рисунку 7.14 показана схема тільки однієї петлі. Об'єднання витрати пари від інших петель відбувається перед ЦВТ. Турбіна має 7 регенеративних відборів (на схемі не показано).

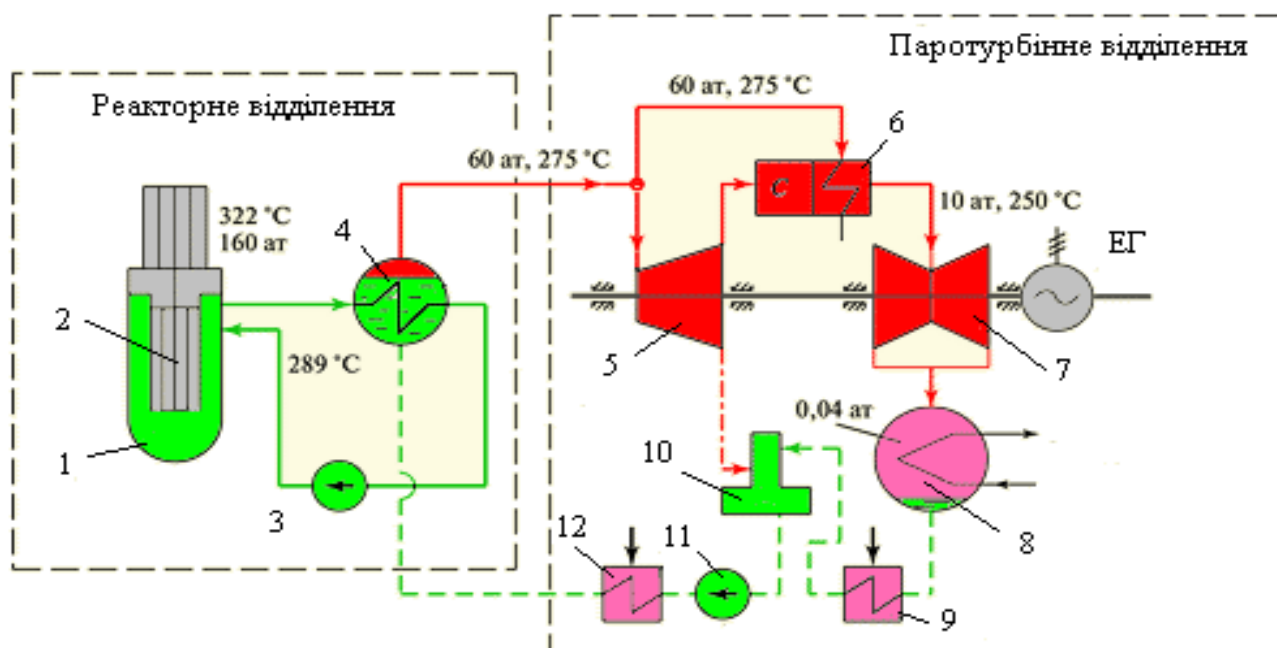


Рис. 7.14. Принципова схема АЕС з реактором ВВЕР:

- 1 – реактор; 2 – активна зона; 3 – циркуляційний насос; 4 – парогенератор;
 5 – ЦВТ; 6 – сепаратор-пароперегрівач; 7 – ЦНТ; 8 – конденсатор;
 9 – підігрівач низького тиску; 11 – деаератор; 12 – живильний насос

Потужність блоку з ВВЕР-1000 підвищена в порівнянні з потужністю блоку з ВВЕР-440 завдяки зміні ряду характеристик: збільшено обсяг активної зони в 1,65 рази, питому потужність активної зони в 1,3 рази і ККД блоку.

В Україні реакторами на теплових нейтронах РБМК була оснащена Чорнобильська АЕС інші станції мають реактори ВВЕР.

Впровадження реакторів на швидких нейтронах (швидких реакторів-розмножувачів або реакторів-бридерів (від англ. Breed – розмножувати)) в енергетику збільшить ефективність використання урану в 60 (і більше) разів. Цей тип реакторів може працювати на плутонієвому паливі, зробленому в звичайних реакторах, і експлуатуватися в замкнутому циклі з власним заводом з переробки відходів. Кожен такий реактор, завантажений спочатку природним ураном, дуже швидко досягає стадії, коли кожна тонна руди видає в 60 разів більше енергії, ніж в звичайному реакторі.

Швидкі реактори дозволяють здійснювати безперервне виробництво енергії безпечним та екологічно прийнятним способом, а також є найбільш ефективними споживачами плутонію, в тому числі екс-збройового.

До переваг швидких реакторів можна віднести велику ступінь вигорання палива (тобто більший термін кампанії); надійність, високий ККД, низький рівень радіаційного впливу на персонал і навколишнє середовище.

До недоліків – дорожнеча, через неможливість використання найпростішого теплоносія – води; конструкційна складність, високі капітальні витрати і висока вартість високозбагаченого палива.

Плутоній, напрацьований в реакторах на теплових нейтронах, є основою ядерного палива (суміш плутонію і природного урану) для реакторів на швидких нейтронах. Важливо, що АЕС з реакторами на швидких нейтронах є також випалювачем нижчих актинідів (нептунію, америцію, кюрію) і продуктів поділу ядерного палива (цезію, технецію, йоду).

Реактори-розмножувачі на швидких нейтронах, виробляють більше палива, ніж самі споживають, дозволяють використовувати фактично весь уран, вироблений гірничодобувною промисловістю, утилізувати у величезних кількостях бідні уранові і торієві руди, розсіяні в земних гірських породах. Реактори бридерного типу можна використовувати як джерело електроенергії протягом тисяч років. Разом з тим робота бридерних реакторів не пов'язана з викиданням в атмосферу шкідливих продуктів згорання (витік радіоактивності з швидких бридерів в повітря близький до нуля).

Характеристики АЕС з реакторами-розмножувачами типу БН-600 з інтегральним компонуванням обладнання наведено в таблиці 7.2.

Реактор розміщений в бетонній циліндричній шахті (рис. 7.16). Всередині корпусу розміщена металоконструкція, на якій змонтоване все внутрішньокорпусне обладнання: напірна камера з ТВЗ активної зони, зони відтворення і внутрішнього сховища ТВЗ, первинний радіаційний захист, проміжні теплообмінники, головні циркуляційні насоси першого контуру. Стінки бака мають примусове охолодження «холодним» натрієм з напірної камери.

Біологічний захист складається з циліндричних сталевих екранів, сталевих болванок і труб з графітовим наповнювачем.

Таблиця 7.2. Характеристики АЕС з реактором типу БН-600

Потужність енергоблоку, МВт	600
Теплоносій першого і другого контурів	натрій
Температура першого контуру на вході в активну зону, °С	400
Температура першого контуру на виході з активної зони, °С	580
Температура другого контуру на вході в теплообмінник, °С	340
Температура другого контуру на виході з теплообмінника, °С	550
Параметри пари перед турбіною:	
тиск, МПа	12,7
температура, °С	535
Температура живильної води, °С	240
ККД енергоблоку, %	40,1
Глибина вигорання палива, %	10
Тривалість компанії без перезавантаження, діб	450

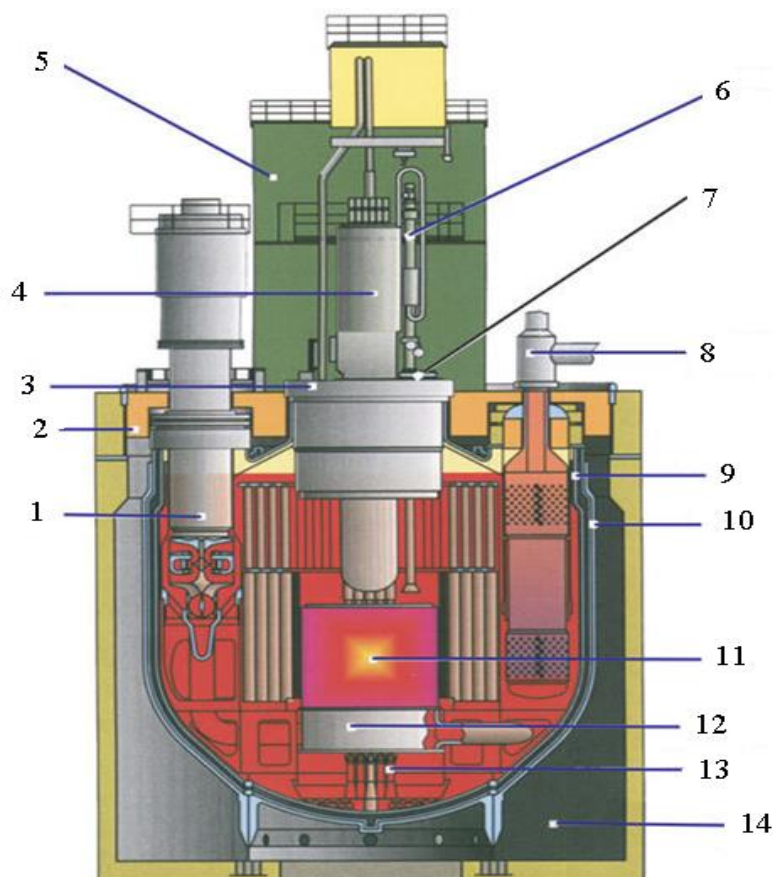


Рис. 7.16. Реактор БН-600:

- 1 – головний циркуляційний насос; 2 – плита верхнього нерухомого захисту;
 3 – велика поворотна пробка; 4 – центральна поворотна колона;
 5 – захисний ковпак; 6 – механізм перезавантаження; 7 – мала поворотна пробка;
 8 – проміжний теплообмінник; 9 – основний корпус; 10 – страхувальний кожух;
 11 – активна зона реактора; 12 – напірна камера активної зони;
 13 – уловлювач фрагментів активної зони; 14 – порожнина реактора

У центрі верхньої частини реактора змонтовано поворотний пристрій, що складається з великої і малої поворотних пробок, ексцентричних одна до одної, на малій поворотній пробці змонтована колона СУЗ, яка несе виконавчі механізми систем управління і захисту, перевантаження ТВЗ, контролю активної зони. Одночасно поворотна пробка і поворотна колона слугують біологічним захистом.

Корпус реактора укладений в страхувальний кожух, що виключає можливість витікання натрію з реактора навіть при розривах його корпусу. Активна зона і зона відтворення збираються з шестигранних ТВЗ касетного типу.

Активна зона і зона відтворення встановлені на напірній камері і набрані з шестигранних ТВЗ касетного типу. Активна зона складається з 370 касет з ядерним паливом і відтворюючим матеріалом, що створює торцеві зони відтворення, 27 стрижнів системи СУЗ і однієї касети з фотонейтронним джерелом. Вирівнювання тепловиділення по радіусу активної зони здійснюється завантаженням касет з різним збагаченням пального (21 і 29,4 %): 162 периферійні касети активної зони утворюють зону великого збагачення, інші входять в центральну зону малого збагачення.

Активна зона по периметру оточена бічною зоною відтворення, що складається зі збірок, заповнених двоокисом збідненого урану. За цією зоною відтворення розташоване внутрішнє сховище касет на 126 осередків, яке призначене для розхолодження касет, витягнутих з активної зони, перед їх вивантаженням з реактора.

Тепловиділяюча збірка (рис. 7.17) складається з ТВЕЛів, кожуха, головки для захоплення ТВЗ при перевантаженнях і хвостової частини, за допомогою якої ТВЗ встановлюється в гніздо напірного колектора та підтримується вертикально. ТВЕЛи з'єднані між собою елементами кріплення і огорожені чохлом, що зв'язує в єдине ціле всі частини ТВЗ.

Касети активної зони містять 127 ТВЕЛів, розташованих по трикутній решітці з кроком 7,95 мм. Касета бічної зони містить 37 ТВЕЛів.

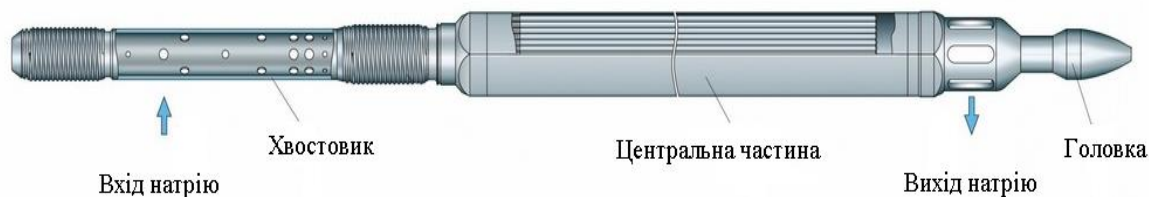


Рис. 7.17. ТВЗ реактора БН-600

Активна зона БН оточена в радіальному і осьовому напрямках зонами відтворення, заповненими відтворюючим матеріалом – збідненим ураном, що містить 99,7-99,8 % U^{238} (рис. 7.18).

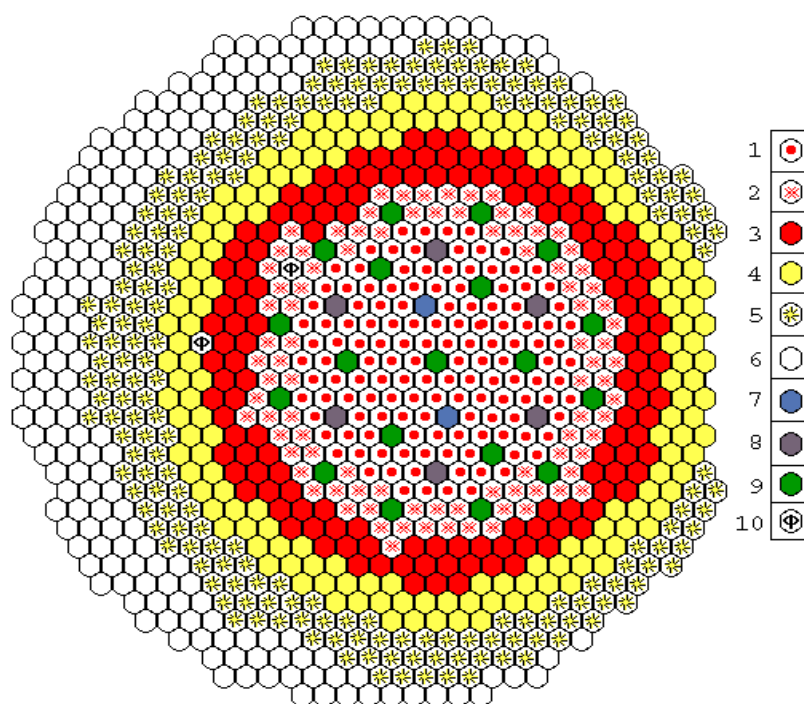


Рис. 7.18. Картограма завантаження реактора БН-600:

- 1 – ТВЗ активної зони з малим збагаченням палива ураном 235;
- 2 – ТВЗ активної зони із середнім збагаченням; 3 – ТВЗ активної зони з великим збагаченням; 4 – ТВЗ внутрішньої зони відтворення; 5 – ТВЗ зовнішньої зони відтворення; 6 – сховище відпрацьованих збірок; 7 – стрижні автоматичного регулювання; 8 – стрижні аварійного захисту; 9 – компенсуючі стрижні;
- 10 – фотонейтронне джерело

Активна зона має внутрішньокорпусний захист, за яким розташовані циркуляційний насос натрію з електроприводом і проміжний теплообмінник (натрій -

натрій), за допомогою якого теплота ядерних реакцій відводиться до робочого тіла системи перетворення енергії.

Перший контур (рис. 7.19) розташований в корпусі реактора 1 і включає в себе активну зону 2, три паралельні петлі, кожна з яких складається з головного циркуляційного насоса 5 і двох проміжних теплообмінників 4. Всі елементи першого контуру розташовані під рівнем натрію 3, відокремленого від кришки корпусу шаром газу. Тут застосована інтегральна компоновка, яка відрізняється від петельної, коли насос і теплообмінник першого контуру розташовані поза корпусом реактора.

Нагрітий до 550 °С в активній зоні реактора натрій надходить в проміжні теплообмінники кожної петлі, де опускається в міжтрубному просторі, підігріває до температури 520 °С натрій другого контуру, що протікає по трубах вгору, і після охолодження повертається на всмоктування головних циркуляційних насосів.

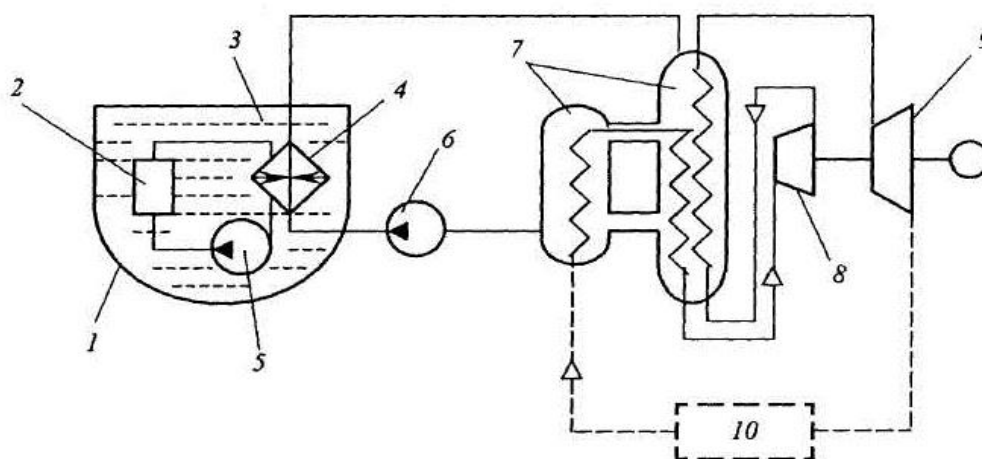


Рис. 7.19. Принципова схема АЕС з реактором БН-600

Другий контур включає в себе також три паралельні петлі. Циркуляційним насосом 6 другого контуру нагрітий натрій направляється в парогенератор 7, в якому генерує і перегріває пару третього контуру. Тиск теплоносія другого контуру (натрію) дещо більше, ніж першого, що перешкоджає витоку радіоактивного натрію з першого контуру в другий.

Третій контур включає в себе три петлі. До складу кожної петлі входить конденсаційна парова турбіна К-210-130 номінальною потужністю 210 МВт

зі стандартною теплової схемою: з проміжним перегрівом пари між частинами високого 8 і низького 9 тиску, традиційними конденсатним і живильним трактами 10. Теплоносій – вода і пара.

Застосування триконтурних установок на АЕС з реакторами типу БН включає потрапляння води в активну зону реактора.

Паливні збірки завантажують і вивантажують комплексом механізмів, куди входять: два механізми перевантаження, встановлені на поворотній колоні; два елеватори (завантаження і вивантаження); механізм передачі поворотного типу, розміщений в герметичному боксі. Перевантаження здійснюється при погашеній ланцюговій реакції поділу, але без розгерметизації внутрішньої порожнини реактора. Всі процеси завантаження-вивантаження збірок з паливом автоматизовані, здійснюються в повністю закритому тракті, персонал контролює їх дистанційно з пульта перевантаження палива на блочному щиті управління.

В середньому для АЕС тривалість використання встановленої потужності електростанцій складає біля 5000-6000 годин на рік.

До недоліків АЕС можна віднести:

- опромінене паливо небезпечне, вимагає складних і дорогих заходів по переробці і зберіганню;
- небажаний режим роботи зі змінною потужністю для реакторів, які працюють на теплових нейтронах;
- з точки зору статистики і страхування великі аварії малоймовірні, проте наслідки такого інциденту вкрай важкі;
- великі капітальні вкладення, як питомі на 1 МВт встановленої потужності для блоків потужністю менш 700-800 МВт, так і загальні, необхідні для побудови станції, її інфраструктури, а також у випадку можливої ліквідації.

Перевагами атомних станцій є:

- невеликий об'єм палива, який використовується і можливість його повторного використання після переробки;
- висока потужність 1000-1600 МВт на енергоблок;
- низька собівартість енергії.

- можливість розміщення в регіонах, розташованих вдалині від потужних во-
доенергетичних ресурсів, великих родовищ вугілля, в місцях, де обмежені
можливості для використання сонячної або вітрової енергії.
- при роботі АЕС в атмосферу викидається деяка кількість іонізованого газу,
проте звичайна теплова електростанція разом з відхідними газами виводить
ще більшу кількість радіаційних викидів, через природний вміст радіоакти-
вних елементів в кам'яному вугіллі.

Після гасіння ланцюгової реакції поділу тепловиділення в активній зоні триває за рахунок радіоактивного розпаду продуктів поділу (залишкове теплови-
ділення). Тому необхідно охолоджувати активну зону в усі періоди експлуатації
реактора, в тому числі і при можливих відмовах систем циркуляції теплоносія.
Ця особливість АЕС враховується введенням дублювання систем живлення
відповідальних агрегатів, їх резервуванням.

В процесі експлуатації станцій приймаються спеціальні заходи щодо зни-
ження рівня радіоактивного забруднення обладнання шляхом дезактивації облад-
нання, трубопроводів, приміщень водними розчинами кислот, лугів, органічних
розчинників. Рідкі радіоактивні відходи АЕС (головним чином забруднена вода)
піддаються спеціальному очищенню, після чого повертаються в замкнений кон-
тур станції. Газоподібні радіоактивні відходи (радіоактивні гази і аерозолі) підля-
гають спеціальному очищенню в фільтрах, камерах витримки перед видаленням
їх в атмосферу через вентиляційні труби висотою понад 100 м. Тверді відходи
АЕС в спеціальних контейнерах транспортуються в сховища відпрацьованого яде-
рного палива.

Контрольні запитання

1. Назвати основне обладнання АЕС.
2. Яка кількість енергії виділяється при діленні ядер $1\text{г } \text{U}^{235}$?
3. Наведіть склад ядерного палива в енергетиці?
4. Що таке ТВЕЛ і які їх типи ви знаєте?
5. На які типи з нейтронно-фізичної точки зору поділяються ядерні реактори?
6. Які види теплоносіїв використовуються на АЕС?

7. Які принципові схеми АЕС вам відомі?
8. Дати пояснення принципової схеми АЕС з реактором РБМК-1000.
9. Дати характеристику реактора ВВЕР-1000.
10. Які особливості технологічної схеми АЕС з реактором ВВЕР-1000?
11. Порівняйте основні характеристики реакторів РБМК-1000 і ВВЕР-1000?
12. Що дає впровадження реакторів на швидких нейтронах?
13. Навести основні характеристики реактору БН-600.

8. ГІДРОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ. ГІДРОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Водними ресурсами називаються поверхневі і підземні води, які можуть бути використані для різних цілей життєзабезпечення суспільства.

У зв'язку з постійним переміщенням води в природі, її кругообігом, водні ресурси є відновлювальними, і кількість води в гідросфері не зменшується, а за деякими даними збільшується, у зв'язку з утворенням великої кількості води при спалюванні вуглеводневого палива.

Частина водних ресурсів, яка може бути використана для виробництва електроенергії, відноситься до гідроенергетичних ресурсів. Для вироблення електричної енергії можуть бути використані припливи і відливи світового океану, морські хвилі, глобальні морські течії, такі як, наприклад, Гольфстрім і Куросиво, вода річок і теплота океану.

Гідроенергія – це енергія, зосереджена в потоках водних мас у руслових водотоках і приливних рухах, енергія води, яка рухається в потоках або накопичується в озерах та водосховищах, і використовуються для вироблення електроенергії.

Гідравлічна енергія річок проявляє себе у роботі, яку виконує вода, що в них тече.

Гідроелектростанція (ГЕС) – електростанція, що виробляє електричну енергію в результаті перетворення енергії потоку води. ГЕС складається з гідротехнічних споруд, які забезпечують необхідну концентрацію потоку води і створення напору, і енергетичного устаткування, що перетворює енергію води, що рухається під напором, в електричну енергію.

Гідроелектростанції є економічно вигідним джерелом енергії, але разом з цим мають ряд серйозних недоліків, пов'язаних з необхідністю транспортування енергії на великі відстані (часто споживачі енергії розташовані далеко від річок). При транспортуванні електроенергії по лініям електропередачі (ЛЕП) відбуваються втрати до 30 % і створюється екологічно небезпечне електромагнітне випромінювання, для проведення ЛЕП вирубуються ліси.

В загальному виробництві електроенергії в країні відіграють незначну роль (5-8 %), проте мають виняткове значення як необхідна частка структури аварійного та експлуатаційного резерву потужності.

Основне енергетичне устаткування розміщують в будівлі ГЕС [6]. Трансформатори і розподільчі пристрої високої напруги, як правило, розташовуються на спеціальних відкритих майданчиках.

Основними енергетичними параметрами ГЕС є встановлена потужність і число гідроагрегатів, річне вироблення електроенергії, розрахунковий напір, розрахункова витрата води.

Для ГЕС характерні висока маневреність, стабільність робочої потужності, надійність в експлуатації, можливість швидкого включення в процесі регулювання частоти.

ККД ГЕС складається з ККД гідротурбіни і електричного генератора, що утворюють гідроагрегат. З точки зору перетворення енергії гідроенергетика – це технологія з дуже високим ККД, яка часто перевищує більш ніж в 2 рази ККД теплоелектростанцій. На сучасних гідроелектростанціях цей параметр може досягати 85-90 %.

Гідравлічною турбіною називається двигун, який перетворює енергію води, що рухається, в механічну енергію обертання його робочого колеса.

Вода до робочого колеса надходить або через сопла (в активних гідротурбінах) або через напрямний апарат (в реактивних гідротурбінах).

З основного закону механіки рідини – закону Бернуллі витікає, що питомі енергії, H (м вод. ст.) на вході та виході робочого колеса складають:

$$H_1 = \frac{w_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1, \quad H_2 = \frac{w_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2,$$

де $\frac{w_1^2}{2g}, \frac{w_2^2}{2g}$ – кінетична енергія; $\frac{p}{\rho g}$ – енергія тиску; z_1, z_2 – енергія положення.

Енергія тиску і енергія положення утворюють разом потенціальну енергію.

Віддана водою робочому колесу енергія буде дорівнювати різниці енергій в потоці до робочого колеса турбіни і після нього:

$$H = H_1 - H_2 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + z_1 - z_2.$$

Потужність гідротурбіни дорівнює:

$$N_T = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \cdot \eta_T,$$

де H – напір (перепад рівнів), м; Q – витрати води, м³/с; η_T – ККД турбіни при відповідних H , Q і частоті обертання.

Частота обертання n , яка відповідає оптимальним умовам роботи гідротурбіни, залежить від геометрії її проточної частини (швидкохідності гідротурбіни) і визначається за коефіцієнтом швидкохідності n_s .

Напір H створюється різницею рівнів води за допомогою греблі. (рис. 8.1).

Гідротурбіна складається з декількох основних елементів, склад та розташування яких на різних типах турбін може відрізнятися.

Гідротурбіни прийнято підрозділяти на класи, системи, типи і серії. Існує два класи гідротурбін: **активні і реактивні**.

Якщо в гідротурбінах використовується тільки кінетична енергія потоку, то вони називаються активними. Для них $z_1 = z_2$, $p_1 = p_2$, тобто, вода надходить до робочого колеса без надлишкового тиску, а майже весь напір перетворюється в швидкість.

Турбіни, які хоча б частково використовують потенціальну енергію, називаються реактивними. У таких гідротурбінах процес перетворення енергії на робочому колесі відбувається з надлишком тиску. Крім того, в робочому колесі турбіни частково використовується і кінетична енергія потоку:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} + z_1 - z_2 > 0.$$

Тобто, у реактивних турбінах відбувається перетворення всіх видів енергії потоку (енергії положення z , енергії тиску $p/\rho g$ і кінетичної енергії $w^2/2g$) в механічну.

Вода до робочого колеса надходить або через сопла (в активних гідротурбінах) або через напрямний апарат (в реактивних гідротурбінах).

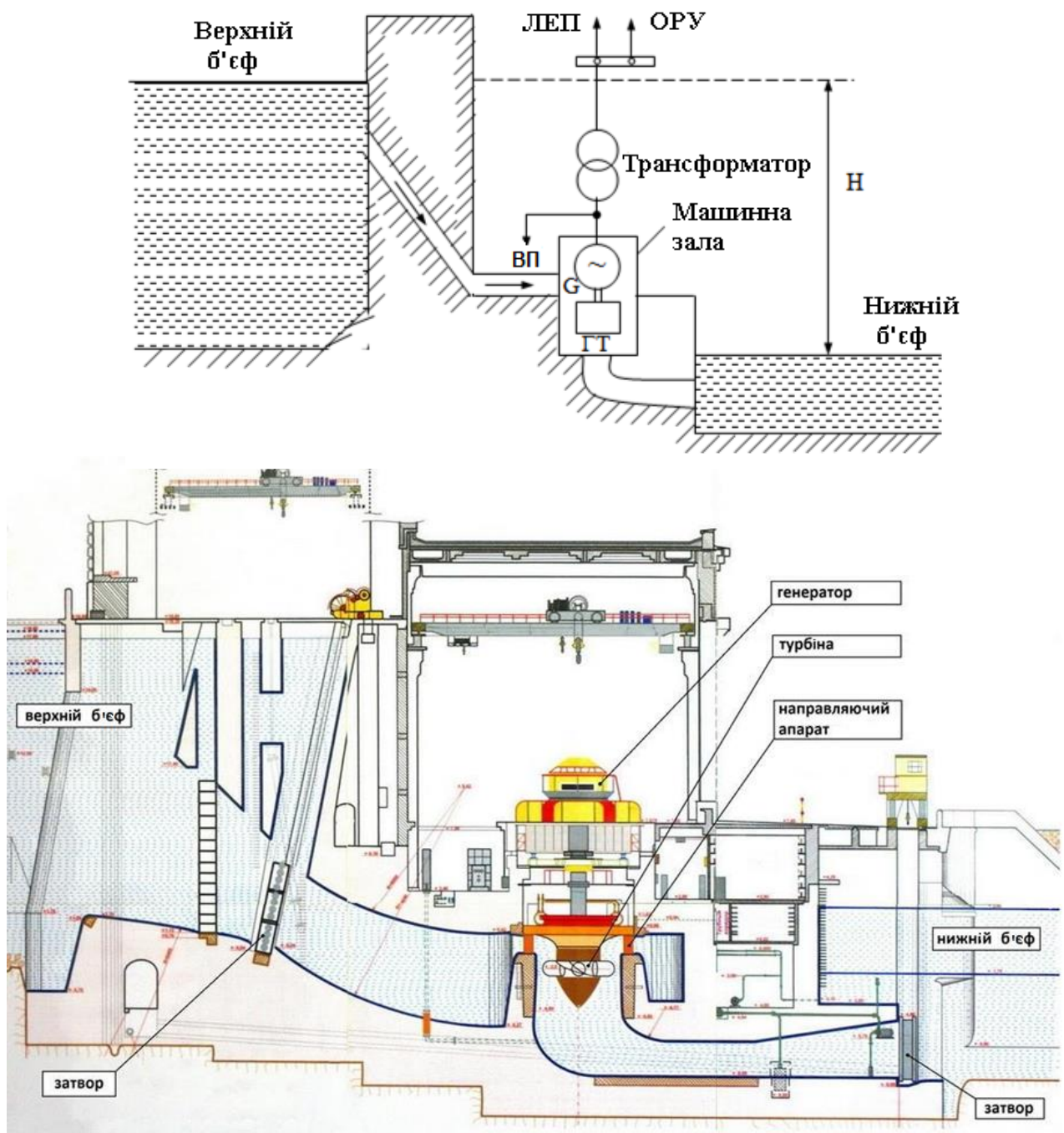


Рис. 8.1. Технологічна схема ГЕС

До класу активних турбін відносяться системи ковшових, похило-струменевих турбін і турбін подвійної дії. Останні дві системи не мають такого широкого розповсюдження, як ковшові.

Клас реактивних турбін об'єднує наступні системи: осьові-пропелерні і поворотно-лопатеві, діагональні і радіально-осьові турбіни.

Турбіни підрозділяються на малі, середні та потужні (табл. 8.1):

Таблиця 8.1. Види турбін

малі	$D \leq 1,2$ м при низьких напорах H $D \leq 0,5$ м при високих напорах H	$N < 1000$ кВт
середні	$1,2 \leq D \leq 2,5$ м при низьких напорах H $0,5 \leq D_1 \leq 1,6$ м при високих напорах H	$1000 \text{ кВт} < N < 15\,000 \text{ кВт}$
потужні	N і D більше, ніж у середніх	

Найбільш поширеними активними гідротурбінами є **ковшові**. За кордоном їх називають турбінами Пельтона. Принципова схема ковшової турбіни приведена на рисунку 8.2. Вода з верхнього б'єфу (басейну) підводиться трубопроводом до робочого колеса, виконаного у вигляді диска, закріпленого на валу турбіни, що обертається в повітрі. По колу диска розташовані ковшоподібні лопаті (ковші). На ковшах відбувається перетворення гідравлічної енергії струменя в механічну. Ковші рівномірно розподіляються по ободу робочого колеса, і послідовно один за одним при його обертанні приймають струмінь.

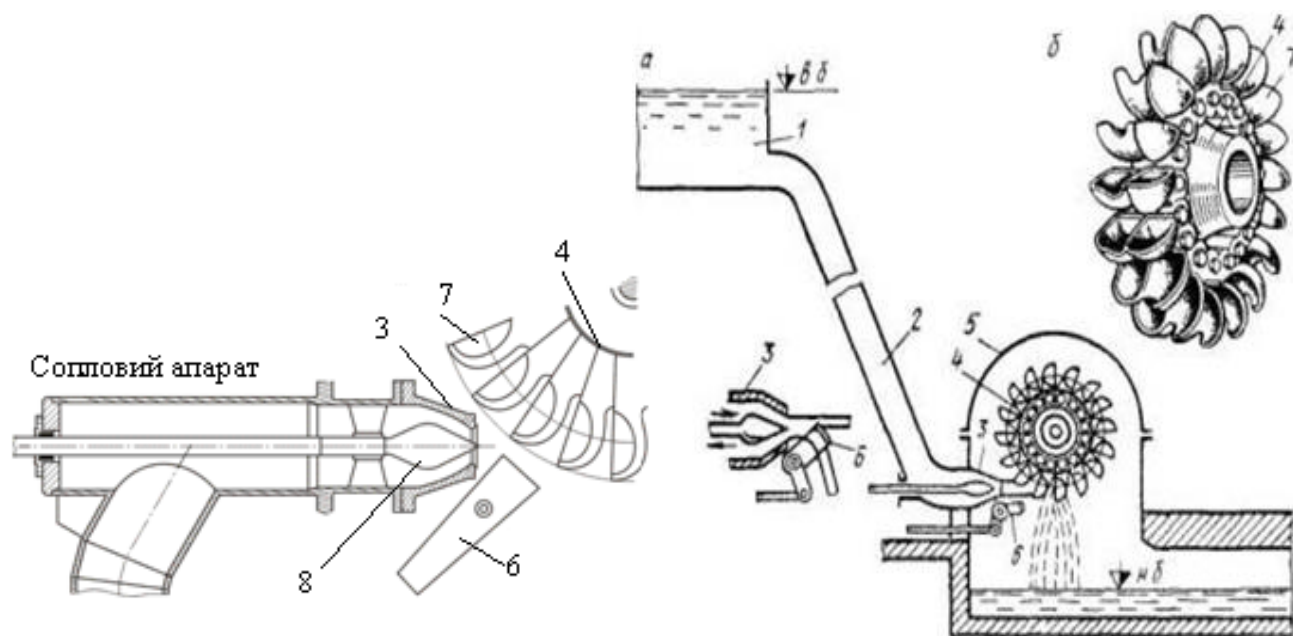


Рис. 8.2. Схема роботи активної турбіни:

a – схема установки з ковшовою турбіною; $б$ – робоче колесо.

1 – верхній б'єф; 2 – трубопровід, 3 – сопло; 4 – робоче колесо; 5 – кожух;
6 – відхилювач; 7 – лопаті (ковші); 8 – регулююча голка

Підведення води до робочого колеса, здійснюється за допомогою сопла, всередині якого розташована регулююча голка. Голка переміщується в соплі в поздовжньому напрямі, змінює його вихідний переріз, діаметр струменя, витрату води через сопло і потужність турбіни.

При падінні електричного навантаження в мережі, раптового відключенні гідроагрегату від електричної мережі або при швидкій зупинці турбіни голка перекриває вихід води і може виникнути дуже небезпечний гідравлічний удар в трубопроводі і його пошкодження.

З метою запобігання гідравлічного удару, голка закривається повільно. Для запобігання розгону турбіни до небезпечних обертів і швидкої зупинки застосовується відведення струменя від робочого колеса в нижній б'єф за допомогою дефлектора (відхилювач) 6 (рис. 8.2). При екстреному виведенні турбіни з роботи введення відхилювача струменя і переміщення голки проводиться одночасно.

Відпрацьована вода стікає в нижній б'єф. Тому для зменшення втрат напору сопло і турбіна повинні розташовуватися якомога нижче до рівня стоку. Корпус турбіни слугує для захисту від бризок приміщення гідроелектростанції і робиться великих розмірів, щоб відбита від корпусу вода не потрапляла назад на ротор і не зменшувала ККД установки.

Конструктивні форми ковшових турбін досить різноманітні, вони можуть відрізнятися за розташуванням валу (вертикальні і горизонтальні), за числом соплів і робочих коліс на одному валу.

Для реактивних турбін характерні наступні основні ознаки.

Робоче колесо (рис. 8.3) розташовується повністю у воді, тому потік води віддає енергію одночасно всім лопатям робочого колеса.

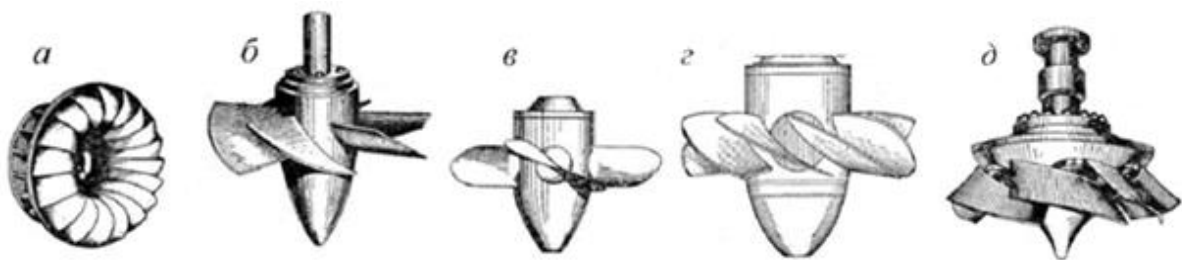


Рис. 8.3. Робоче колесо реактивних гідротурбін:

а – радіально-осьова Френсіса ; б – пропелерна;

в – поворотно-лопатєва типу Каплан; г – двопєрова; д – діагональна

Перед робочим колесом тільки частина енергії води знаходиться в кінетичній формі, інша ж – потенціальна енергія, дорівнює різниці тиску до і після колеса. Надмірний тиск при протіканні води у проточному тракті робочого колеса витрачається на збільшення відносної швидкості, тобто на створення реактивного тиску потоку на лопаті. Зміна напрямку потоку за рахунок кривизни лопатей призводить до виникнення активного тиску потоку.

Клас реактивних гідротурбін об'єднує такі системи: осьові (пропелерні і поворотно-лопатеві), діагональні і радіально-осьові гідротурбіни.

Робоче колесо 1 пропелерної гідротурбіни (рис. 8.4) складається з корпусу (втулки) з обтічником 2 і лопатей 3, встановлених під кутом розвороту ϕ . На лопаті робочого колеса потік надходить тільки в осьовому напрямку, внаслідок чого такі гідротурбіни називають також осьовими (за кордоном турбіни Каплана).

Для підведення води до направляючого апарату 5 гідротурбіни слугує турбінна камера 4.

Число лопатей робочого колеса залежить від напору і може коливатися від 3 до 8 (зростає зі збільшенням напору).

За конструктивним виконанням поворотно-лопатеві турбіни не відрізняються від пропелерних, але у них в процесі роботи лопаті робочого колеса можуть повертатися навколо своїх осей, перпендикулярних осі валу (рис. 8.4).

Потужність, що віддається робочим колесом гідротурбіни і його ККД при заданому напорі, залежать як від ступеня відкриття лопаток направляючого апарату 5, так і від кута повороту ϕ лопатей по відношенню до втулки. Особлива форма лопатки дозволяє їм повертатися і змінювати кількість води, що надходить в турбіну, аж до повного перекриття її доступу. Змінюючи кут установки лопатей при різних ступенях відкриття направляючого апарату, а отже, при різній потужності, можна знайти таке положення лопатей, при якому ККД гідротурбіни матиме найбільше значення.

Лопаті робочого колеса при роботі гідротурбіни можуть повертатися на деякий (оптимальний) кут (звідси назва поворотно-лопатеві) одночасно зі зміною ступеня відкриття направляючого апарату. Таке подвійне регулювання дає великі

переваги, так як забезпечується автоматична підтримка високого значення ККД в широкому діапазоні потужностей.

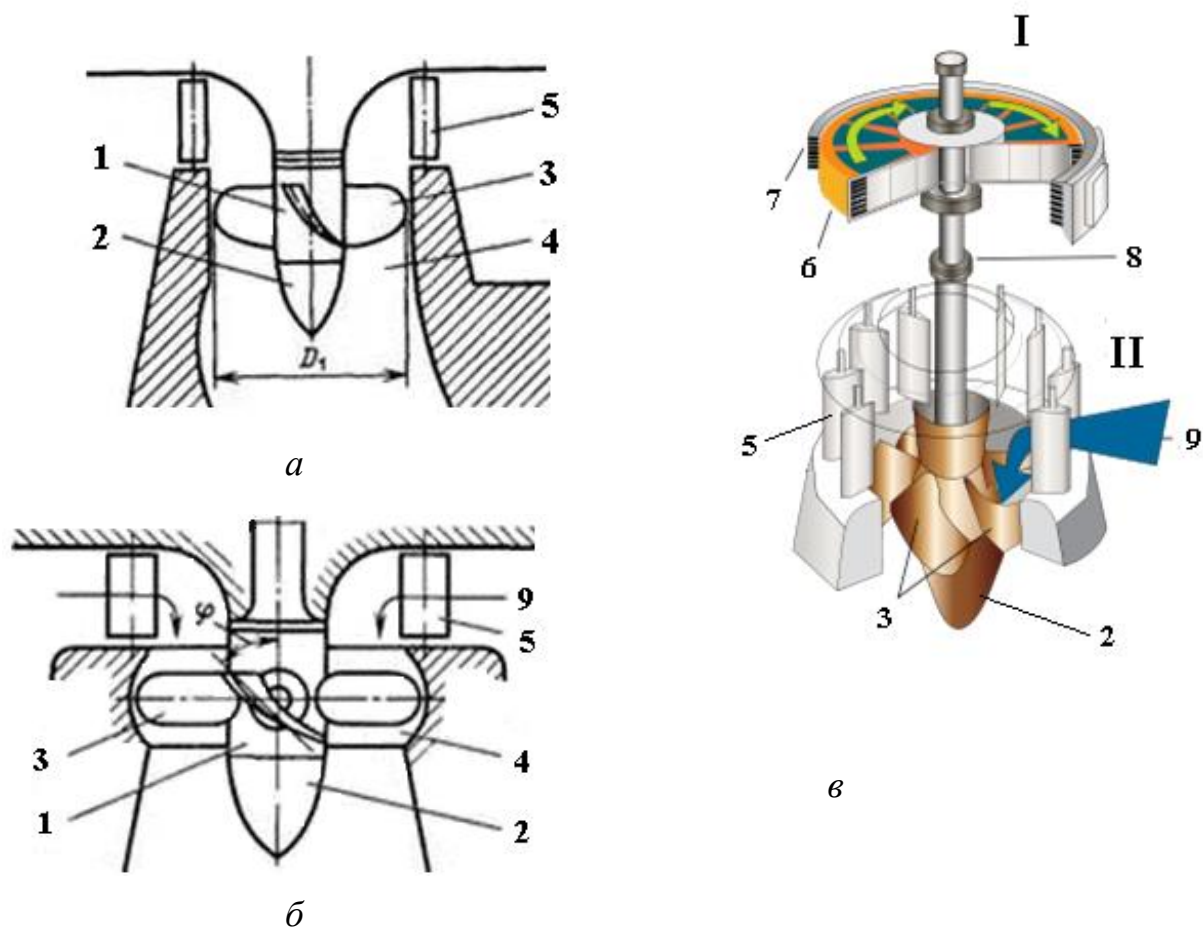


Рис. 8.4. Робоче колесо пропелерної (а) і поворотно-лопатевої (б) турбіни та схема турбогенератора (в):
 I – електрогенератор; II – турбіна. 1 – корпус робочого колеса, 2 – обтічник, 3 – лопаті, 4 – камера робочого колеса, 5 – лопатки направляючого апарату;
 6 – ротор; 7 – статор; 8 – вал; 9 – потік води

Негативний вплив на роботу турбіни спричиняє кавітація.

Кавітація (від лат. *cavitas* - пустота) – порушення суцільності усередині рідини, тобто утворення в краплинній рідині порожнин, заповнених газом, парою або їх сумішшю (так звана кавітація бульбашок або каверн). Кавітація – це явище, пов'язане з холодним скипанням води. Вона виникає в результаті місцевого зменшення тиску нижче критичного значення (для реальної рідини воно приблизно дорівнює тиску насичення пари цієї рідини при даній температурі). Кавітація несприятливо відображається на роботі гідротурбін, насосів, гвинтів (вібрація, ко-

розія, гідравлічний удар, руйнування робочих органів, знижує ККД, пропускну здатність і потужність турбін).

Особливе значення має забезпечення безкавітаційних умов роботи реактивних турбін. Ці умови визначаються вибором відповідного заданому напору типу і швидкохідності турбіни, а також висоти відсмоктування H_s , яка залежить від розташування турбіни щодо рівня нижнього б'єфу.

Кавітація буде відсутня, якщо буде дотримана наступна умова:

Граничну висоту підняття турбіни над рівнем нижнього б'єфу (рис.8.5) визначають за формулою:

$$H_s \leq 10 - \frac{\nabla}{900} - \sigma \cdot H,$$

де ∇ – абсолютна відмітка положення нижнього б'єфа, м;

H – напір ГЕС, відстань між верхнім і нижнім б'єфами;

σ – коефіцієнт кавітації, що змінюється залежно від типу турбіни і їх навантаження.

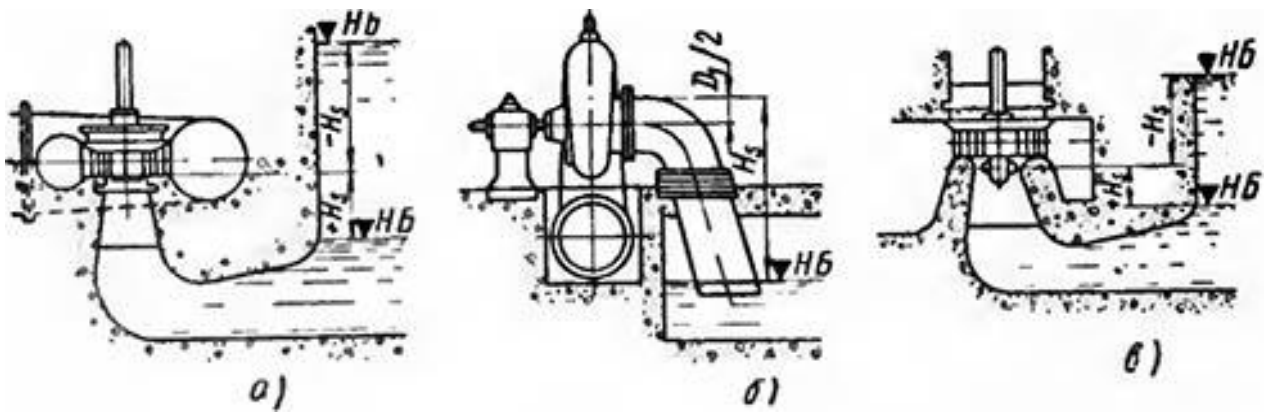


Рис. 8.5. Гранична висота підняття турбіни над рівнем нижнього б'єфу:
а – радіально-осьової гідротурбіни; б – осьової; в – поворотно-лопатевої

Коефіцієнт кавітації σ визначають дослідним шляхом для кожного типу турбін на спеціальних кавітаційних стендах. Так, для радіально-осьової гідротурбіни $\sigma = 0,03-0,27$, для осьових турбін $\sigma = 0,4-2,0$ і для поворотно-лопатевої $\sigma = 0,21-1,4$.

Якщо отримана за формулою висота відсмоктування H_s виявиться негативною, то турбіну треба розташувати нижче рівня води в б'єфі на величину H_s .

В управлінні режимами гідротурбін велике значення мають їх характеристики, тобто графічне зображення залежності між основними параметрами турбін. В практиці експлуатації найбільше розповсюдження мають головні універсальні, робочі і експлуатаційні універсальні характеристики.

Експлуатаційні універсальні характеристики дають можливість з'ясувати енергетичні і кавітаційні якості турбін у всьому визначеному діапазоні зміни напору і потужності.

Кожна серія (тип) гідротурбін має обмежену по швидкохідності (напору) область використання. Для полегшення вибору типу турбіни складений графік номенклатури. На ньому вказуються типи турбін, граничні значення діаметрів їх робочих коліс і граничні області вживання по напору і потужності.

Гідрогенератор – це електрична машина, призначена для вироблення електроенергії на гідроелектростанції. Зазвичай гідрогенератор є синхронною явнополюсною електричною машиною вертикального виконання.

Конструкція гідрогенератора в основному визначається параметрами гідротурбіни, які у свою чергу залежать від природних умов у районі будівництва гідроелектростанції (напору води та її витрати). Гідрогенератори зазвичай мають порівняно малу частоту обертання від 60 до 750 об/хв (це пов'язано з великою різноманітністю напорів і витрат води на гідроелектростанціях) та досить великий діаметр (до 20 м) при вертикальному виконанні більшості гідрогенераторів.

8.1. Склад і компонування основних споруд гідроелектростанцій

За напором ГЕС поділяються на:

- високонапірні (більше 80 м) з ковшовими або радіально-осьовими турбінами;
- середньонапірні (від 80 до 25 м) з поворотно-лопатевими і радіально-осьовими турбінами ;

- низьконапірні (до 25 м) з поворотно-лопатеви́ми і іноді горизонтальними турбінами.

Основними спорудами греблевих ГЕС є греблі і будівля ГЕС.

Не існує ГЕС, які за складом, компо́нуванням і конст­рукціями споруд були б повністю ідентичні. Кожна ГЕС будується за індивідуальними проектами.

Конструкцію і компо́нування ГЕС визначають природні умови, схема кон­центрації напору, напір, тип і параметри гідроагрегатів (турбіна і генератор, з'єднані загальним валом) і трансформаторів, допоміжного обладнання. Габарити будівлі визначаються розмірами агрегатних блоків, і зокрема, довжина його – кількістю агрегатних блоків і розміром монтажного майданчика. У свою чергу габарити блоку залежать від потужності (напору і витрати води) турбіни, а шири­на його визначається розміром спіральної камери. Зазвичай на гідроелектростан­ціях встановлюється не менше двох-трьох однакових агрегатів.

За способом створення напору ГЕС розділяються на греблеві і дериваційні.

Греблева – (зі штучним підпором рівня річки за рахунок греблі). Гребля утворює водосховище, яке забезпечує постійний напір води. Вода входить в водоприймач і, пройшовши по напірному водоводу, обертає гідротурбіну, яка запускає в дію гідрогенератор. Напруга на виході гідрогенераторів підвищується трансформаторами для передачі на розподільчі підстанції, а потім споживачам.

В залежності від особливостей виконання гідротехнічних споруд гребельні ГЕС (рис. 8.6) поділяються на:

- руслові – при напорі до 25-30 м будівля станції розміщується в одному комплексі з греблею (входить до складу водопідпірних споруд і сприймає напір води);
- пригреблеві – будівля станції розташована за греблею і напір води не сприймає.

Водосховища на річках або інших водотоках створюються перегороджен­ням русла річки, для підвищення рівня води і створення необхідної для неї ємності – водойми.

Всі греблі поділяються на дві основні групи, що відрізняються одна від одної використаним матеріалом:

- греблі бетонні і залізобетонні
- греблі ґрунтові (насипні і намівні), кам'яно-накидні і кам'яно-земляні.

По можливості пропуску води такі дамби можуть бути глухими тобто не допускають переливу води через свій гребінь, і водозливними.

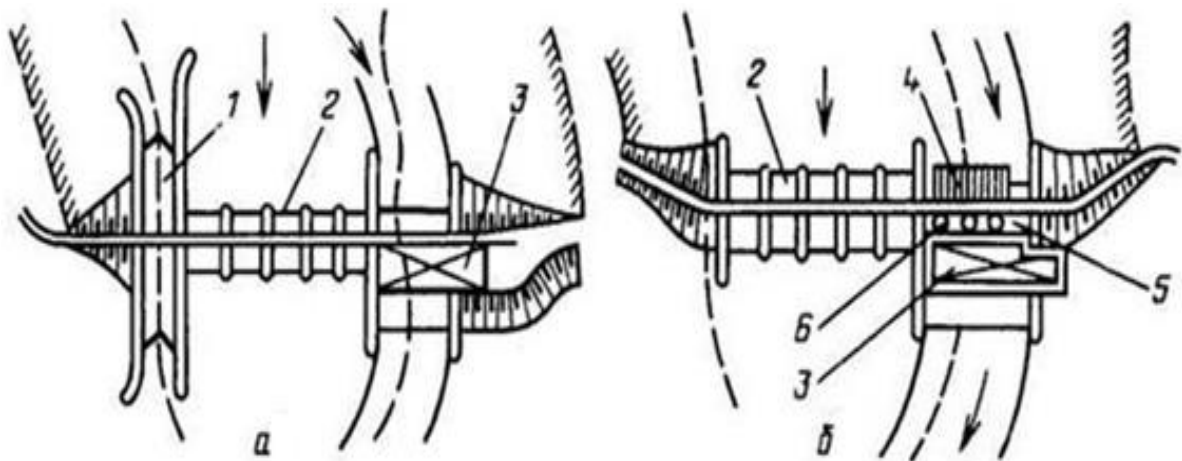


Рис. 8.6. Схеми компоновання споруд руслової і пригребельної ГЕС:
а – руслова ГЕС з бетонною дамбою; б – пригребельна ГЕС з бетонною дамбою.
1 – шлюз; 2 – бетонна дамба; 3 – будівля ГЕС; 4 – водоприймач; 5 – глуха бетонна дамба; 6 – турбінні трубопроводи

Дериваційна – напір, якої забезпечується в основному деривацією. Вода з русла річки відводиться дериваційним каналом – безнапірна деривація (рис. 8.7 а), тунелем або напірним трубопроводом – напірна деривація (рис. 8.7 б) до станційного вузла, де за рахунок природного зниження місцевості, створюється перепад рівнів між верхнім і нижнім б'єфами.

У тому випадку, коли місцевість сильно перетнута і для безнапірної деривації немає сприятливих умов, влаштовується напірна у вигляді тунелю або трубопроводу заповнених водою (рис. 8.7, б).

Головний вузол в цьому випадку також включає як основні споруди дамбу з водоскидом і водоприймач. Проте дамба тут більш висока, а водоприймач глибинний, що дозволяє забирати воду при великих коливаннях рівня води у водосховищі.

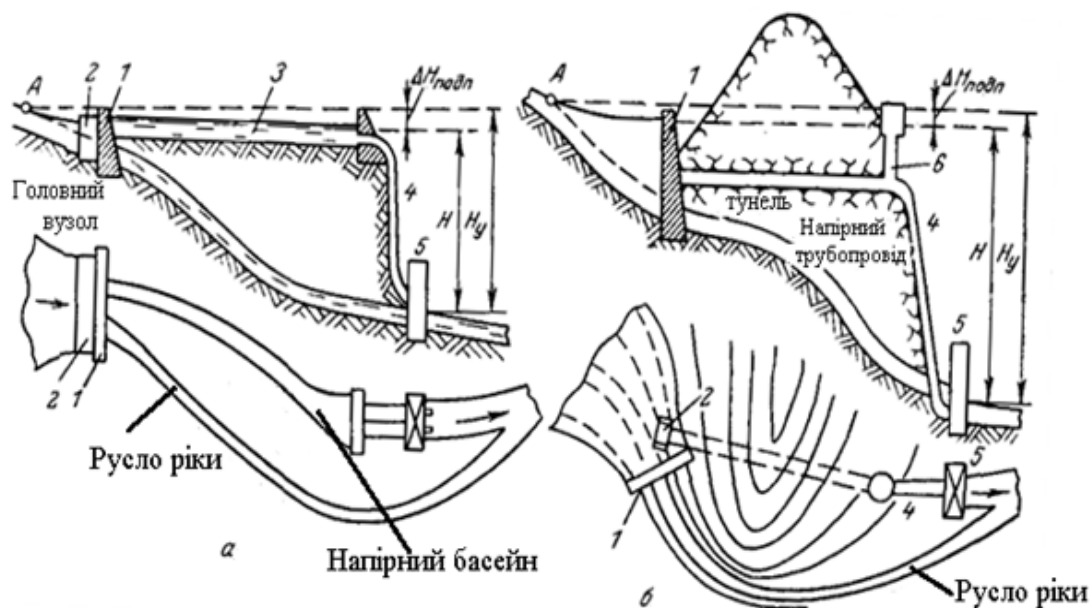


Рис. 8.7. Дериваційні схеми концентрації напору:
а – безнапірної деривації; *б* – напірної деривації.
 1 – гребля; 2 – водоприймач; 3 – деривація; 4 – турбінні трубопроводи;
 5 – будівля ГЕС; 6 – зрівняльний резервуар

Станційний вузол на відміну від ГЕС з безнапірною деривацією містить зрівняльний резервуар 6, основне призначення якого – боротьба з можливими гідравлічними ударами при нестационарних режимах в турбінних трубопроводах 4.

Вибір схеми енергетичного використання водотоку – гребельної, дериваційної, змішаної – визначається падінням річки, витратою води, топографічними та інженерно-геологічними рівнями русла, заплави та долини.

Перевагою ГЕС є їх стійка, стабільна робота в мережі, на яку не впливає час доби і сезонні зміни.

Електричні частини ГЕС та КЕС подібні. ГЕС зазвичай віддалені від центрів споживання енергії, тому електроенергія видається на високих і надвисоких напругах (110-500 кВ).

Відмінна особливість ГЕС – невелике споживання електроенергії на власні потреби, яке в декілька разів менше, ніж на ТЕС. Це пояснюється відсутністю на ГЕС потужних механізмів власних потреб.

Інша відмінність – проста технологія виробництва електроенергії, що обумовлює легку автоматизацію.

Запуск агрегату ГЕС займає не більше 50 секунд, тому резерв потужності в енергосистемі забезпечується саме гідростанціями. ККД ГЕС звичайно складає 85-90 %, а собівартість електроенергії в декілька разів менше, ніж на теплових електростанціях.

8.2. Гідроакumuлююча електростанція

Особливе місце серед ГЕС займають гідроакumuлюючі електричні станції (ГАЕС) (рис. 8.8).

Графік навантаження певного району або міста, має максимуми і провали. Це означає, що в один час доби необхідна велика сумарна потужність генераторів, а в інший час частина генераторів повинна бути відключена або працювати з меншим навантаженням.

ГАЕС складається з двох б'єфів, розташованих один над іншим і сполучених трубопроводом (рис. 8.8). Вони вирішують задачу зняття піків в системі. В інтервали часу, коли електричне навантаження в системі мінімальне, ГАЕС перекачує воду з нижнього водосховища у верхнє і споживає при цьому електричну енергію з системи.

Нижнім басейном (б'єфом) можуть служити водосховища або річки, а для верхнього басейну використовують існуюче озеро, яке має або не має природного притоку, або спеціально створене на певній висоті водосховище. В періоди піків навантаження вода з верхнього басейну надходить трубопроводами до агрегатів ГАЕС, що працюють в генераторному режимі. Кількість акумульованої енергії визначається місткістю басейнів і робочим напором ГАЕС. Час пуску і зміни режимів роботи вимірюється декількома хвилинами. Якщо є природне надходження води у верхній б'єф, то утворюється ГАЕС змішаного типу ГЕС – ГАЕС.

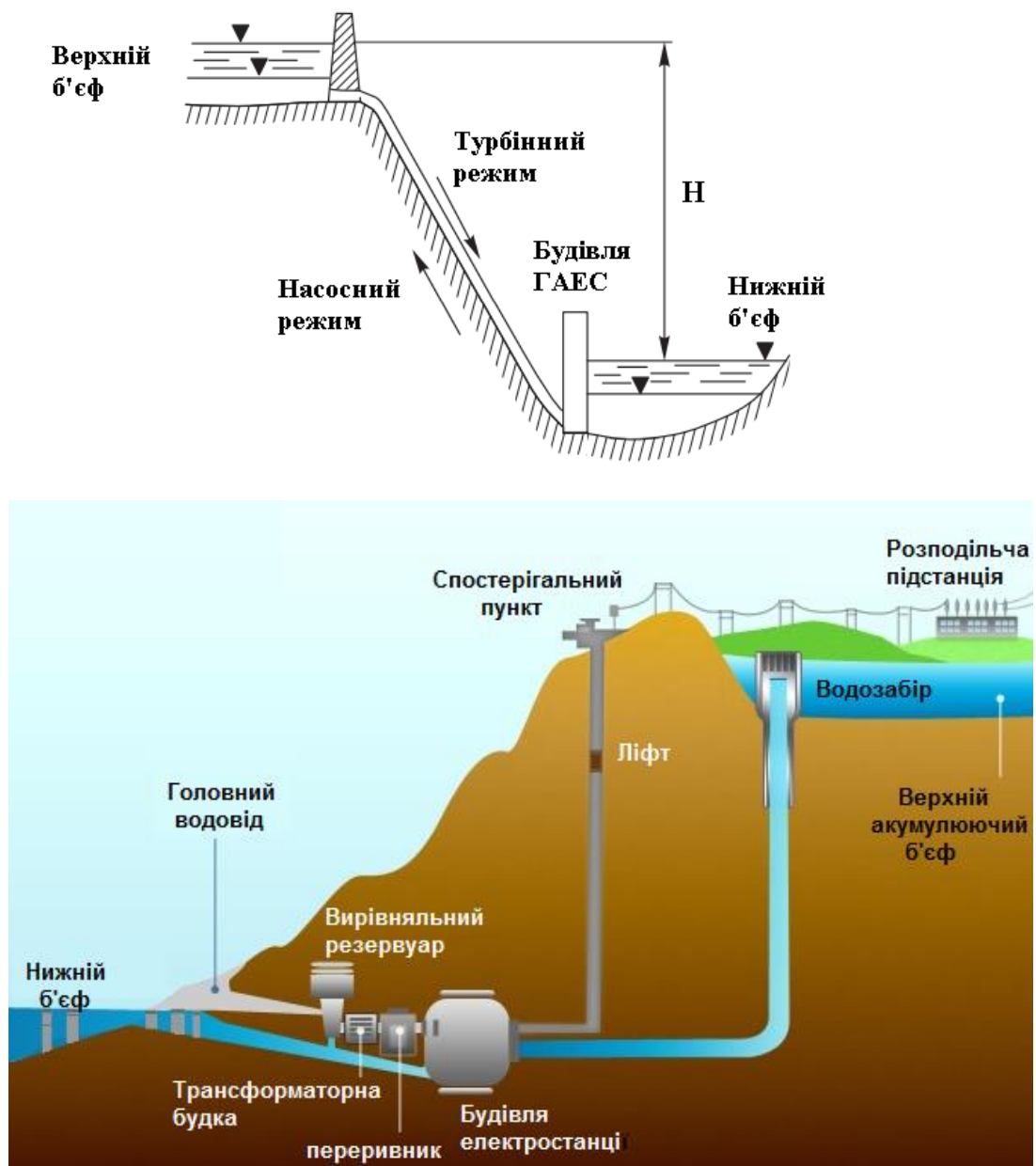


Рис. 8.8. Схема гідроакumuлюючої електростанції

Коефіцієнт корисної дії ГАЕС визначає ККД насосного та турбінного режимів. Тому він буде менше, ніж ККД ГЕС, і зазвичай не перевищує 0,7-0,78. Це означає, що з кожних 100 кВт·год, що забираються ГАЕС з системи, назад в неї повертається приблизно 75 кВт·год. Однак цей недолік пом'якшується тим, що в процесі роботи ГАЕС за рахунок різниці тарифів споживає дешеву електроенергію, а видає дорожчу в період піку навантаження (вночі собівартість електроенергії нижче через невеликий попит, а вдень електроенергії не вистачає). Застосування ГАЕС дозволяє заповнити провали навантаження в енергосистемі –

вирівнювати графік навантажень та експлуатувати теплові та атомні електростанції в найбільш економічному і безпечному режимі, різко знижуючи при цьому питому витрату палива на виробництво 1 кВт·год електроенергії в енергосистемі.

На відміну від звичайних ГЕС немає необхідності перекривати перебіг річок, зводити високі греблі з довгими тунелями.

Негативний вплив ГЕС на оточуюче середовище пов'язаний з порушенням теплового, гідралічного і кліматичного стану місцевості.

Гідроенергетика має унікальні маневрені і мобільні властивості з керованості, надійності та експлуатаційного ресурсу (більше 50 років).

Гідроагрегат одиначної потужності від декількох кВт до декількох тисяч кВт можна запустити і навантажити за короткий період з мінімальними витратами води.

Пікові резервні газотурбінні установки потребують для цього 10-15 хв.

Природний (побутовий) режим річкового стоку в переважній більшості випадків відрізняється крайньою нерівномірністю. Розподіл стоку знаходиться в різкому протиріччі з режимом його споживання більшістю водокористувачів. Так, якщо в добовому розрізі графік навантаження ГЕС відрізняється значною нерівномірністю, то надходження води до рівнинних річок протягом доби зазвичай майже незмінне. Відзначаються протиріччя і серед неенергетичних споживачів води.

Все це призводить до необхідності перерозподілу природного стоку в часі і по території. Воно здійснюється за допомогою регулювання стоку водосховищами, в яких затримується надлишкове природне надходження води, коли воно перевищує попит споживачів, і витрачається, коли цей попит більше притоку.

Розрізняють регулювання водоенергетичне і водогосподарське. Водоенергетичне регулювання здійснює перерозподіл стоку для енергетичних цілей. Потужність ГЕС є функцією витрати та напору, тому процес водноенергетичного регулювання пов'язаний з урахуванням цих факторів, і дозволяє отримати необхідний режим потужності ГЕС. При водогосподарському регулюванні напір не є регульованим параметром і перерозподіляється лише витрата

води. Режим потужності ГЕС і режим вироблення електроенергії обумовлюється не тільки попитом споживачів, а й тим, наскільки економічно цей попит задовольняється. Тому водноенергетичне регулювання невіддільне від визначення оптимальних режимів ГЕС або групи електростанцій, з якими паралельно працює дана ГЕС або група ГЕС.

Загальна тривалість циклу регулювання визначає його різновиди, відповідно, з чим розрізняють короткострокове регулювання і тривале. До першого виду відносять добове і тижневе регулювання, а до другого – сезонне, річне і багаторічне.

При комплексному використанні водотоку до складу гідровузла, крім греблі і будівлі ГЕС, включаються споруди, призначені для задоволення специфічних потреб кожного учасника комплексу (шлюз для транспорту, водозабірні споруди для іригації і водопостачання, рибоходи тощо).

Розвиток гідроенергетики для України:

- дозволяє знизити залежність від викопного палива (газу, мазуту, вугілля) і зменшити забруднення атмосфери;
- практично все необхідне обладнання для станцій може вироблятися на вітчизняних підприємствах;
- наявність гідростанцій підвищує якість роботи об'єднаної енергосистеми країни.

Контрольні запитання

1. Що таке ГЕС?
2. Перерахуйте основні енергетичні характеристики ГЕС.
3. Що називається гідротурбіною?
4. Чому дорівнює потужність гідротурбіни?
5. Які класи гідротурбін вам відомі?
6. Які гідротурбіни відносяться до класу активних турбін?
7. Опишіть принцип роботи турбіни Пельтона.
8. В чому основні особливості роботи реактивних турбін?
9. Що таке кавітація і на що вона впливає?

10. Як поділяються ГЕС за напором?
11. Від чого залежить конструкція і компонування ГЕС?
12. Як поділяються ГЕС за способом створення напору?
13. Які типи деривації вам відомі?
14. Назвіть основні відмінності між ГЕС і ТЕС?
15. Опишіть принцип роботи ГАЕС.

9. РЕЖИМИ РОБОТИ ТЕС, ГЕС ТА АЕС В ЕНЕРГЕТИЧНІЙ СИСТЕМІ

Сукупність електростанцій, ліній електропередачі, підстанцій і теплових мереж, пов'язаних в одне ціле загальним режимом і безперервністю процесу виробництва і розподілу електричної і теплової енергії називається енергетичною системою (енергосистемою – ЕС).

Окремі енергетичні системи пов'язані між собою електричними мережами і це об'єднання їх називається об'єднаною енергетичною системою (ОЕС). ОЕС можуть охоплювати значні території і навіть всю державу.

Потужні електростанції зв'язуються з центрами навантажень лініями електропередачі (ЛЕП) високої напруги. Виключенням можуть бути окремі промислові електричні станції невеликої потужності або ТЕЦ, які можуть бути і потужними, але розташовуються вони поблизу споживачів, бо передача пари і гарячої води зазвичай здійснюється на відносно невеликій відстані.

Частина енергосистеми, яка складається з генераторів, розподільних пристроїв, підвищувальних і понижувальних підстанцій, ліній енергетичних мереж і приймачів електроенергії, називається електроенергетичною системою (ЕЕС). Перетворення і передача енергії відбувається з втратами у всіх елементах ЕЕС.

Електричними мережами називаються частини електроенергетичної системи, які складаються з підстанцій і ліній електропередачі постійного і змінного струму різної напруги. Електрична мережа слугує для передачі і розподілу електричної енергії від місця її виробництва до місця споживання.

Важливими характерними властивостями ОЕС є: одночасність процесів виробництва, розподілу і споживання електричної енергії (виробництво електричної енергії жорстко визначається її споживанням і навпаки). Накопичувати електричну енергію у великих кількостях сьогодні практично не можна, тому за допомогою сучасних автоматичних засобів управління постійно підтримується рівновага між електричною енергією, яка виробляється і споживається.

Відмінною особливістю розвитку сучасних енергосистем є їх подальше об'єднання в Єдину енергосистему.

Наявність Єдиної енергетичної системи забезпечує ряд важливих переваг:

- при об'єднанні енергосистем знижується необхідна потужність електростанцій за рахунок використання різночасності настання максимальних навантажень в окремих енергосистемах;
- добовий графік електричного навантаження помітно вирівнюється;
- взаємодопомога енергосистем в аварійних ситуаціях дозволяє зменшити загальні розміри оперативних резервів потужності;
- полегшуються умови проведення ремонтів, створюються передумови взаємної компенсації непередбачених відхилень потужності, яка споживається енергорайонами.

Застосування ЕЕС дозволяє збільшити одиничну потужність станцій, за рахунок установки агрегатів найбільшої потужності, яку може виготовити електротехнічна промисловість, і збільшення електростанцій. Збільшення потужності електростанцій дає додаткову економію за рахунок використання загальної будівельної бази, одних і тих самих комунікацій. В ЕЕС досягнута висока ступінь концентрації потужності на електростанціях.

Співвідношення джерел генерації та збалансованість енергосистеми є надзвичайно важливими для енергетичної безпеки держави та повинні гарантувати стабільне електропостачання країни за різних природних, техногенних, управлінських, соціально-економічних умов та зовнішньополітичних факторів.

Об'єднана енергетична система України (ОЕС) – це сукупність електростанцій, електричних та теплових мереж, що працюють у загальному режимі виробництва, передачі та розподілу електричної та теплової енергії [9]. В ОЕС України паралельно працюють атомні (АЕС), теплові (ТЕС) та гідроелектростанції (ГЕС), теплоелектроцентралі (ТЕЦ), а також електростанції, що працюють на альтернативних (відновлюваних) джерелах електроенергії (ВДЕ) (сонячні, вітрові, біо та ін.). Усі вони об'єднані магістральними електричними мережами.

Частка кожної складової у загальній структурі генерації електроенергії України:

1. Атомні електростанції (АЕС) становлять 51 %, вони працюють рівномірним графіком та створюють енергетичну базу протягом доби. АЕС дуже повільно нарощують або зменшують потужність, тому різкі маневри просто небезпечні. В результаті атомні електростанції не можуть збільшувати виробництво під час вечірніх піків та зменшувати його вночі, коли настає "нічний провал" у споживанні електроенергії.

2. Теплоелектростанції (ТЕС) – 27 %, найчастіше це маневрені потужності зі швидким реагуванням на зміни споживання, найчастіше такі станції працюють на спалюванні вугілля, газу чи мазуту.

3. Теплоелектроцентралі (ТЕЦ) – 9 %, станції такого типу виробляють не лише електричну енергію, а й теплову. Найчастіше вона використовується в містах для гарячого водопостачання та опалення.

4. Гідроелектростанції та гідроакумуючі електростанції (ГЕС/ГАЕС) – 5 %, станції такого типу найчастіше використовуються для покриття пікового споживання в енергосистемі країни. Зазвичай ГАЕС закачують воду вночі, коли споживання мінімальне і є надлишок електроенергії, а скидають у години пікового попиту – в ранкові та вечірні години. Вони є також резервом, який може швидко компенсувати раптовий дефіцит потужності в енергосистемі.

5. Сонячні електростанції (СЕС) – 5 %, екологічно чиста генерація електроенергії здійснюється завдяки сонячному світлу.

6. Вітрові електростанції (ВЕС) – 2 %, також екологічно чиста генерація, яка використовує енергію вітру для електроенергії.

7. Біостанції – 1 %, для генерації електричної енергії дані станції використовують біологічні відходи виробництв та біогаз.

Особливістю «зеленої» генерації є залежність від погодних умов та сезонність її генерування.

Виробники електроенергії в Україні: 4 атомні електростанції; 15 теплоелектростанцій, 2 з яких залишилися на непідконтрольній території; 43 ТЕЦ, 10 з яких перебувають на непідконтрольній території; основу гідроенергетики України

становить каскад із 6 великих ГЕС на Дніпрі. Усього функціонує 8 ГЕС та 3 ГАЕС.

На сьогодні в Україні найдешевша електроенергія – атомна та гідро, найдорожча – «зелена» – із сонця, вітру. Наприкінці 2008 року в нашій країні для стимулювання розвитку відновлюваної енергетики з боку держави було прийнято «зелений тариф». Згідно з ним електроенергія, отримана з альтернативних джерел, купується державою за тарифами вищими за ринкову вартість. Програма розрахована до 2030 року з поетапним зниженням вартості 1 кВт, а після її закінчення вартість зеленої електроенергії стане стандартною. Очікується, що у 2030 році частка виробництва електроенергії з відновлюваних джерел (включаючи великі гідроелектростанції) становитиме близько 25-30 %.

Централізоване керування енергосистемою забезпечує Національна енергетична компанія «Укренерго». Режим роботи ОЕС визначається відповідно до балансу виробництва та споживання електричної енергії, ремонтів електромереж та генеруючого обладнання. Обсяг електроенергії, що потрапляє в енергосистему, повинен відповідати обсягу її споживання. Неможливо накопичити електроенергію, а потім продати споживачам. Повинна бути забезпечена безперервність одночасного процесу виробництва та споживання.

Протягом доби навантаження на енергосистему країни розподіляється нерівномірно. Вранці та ввечері – високе, а вночі – різко падає. Максимальне енергоспоживання припадає на ранковий годинник (7-10), коли починає працювати більшість підприємств, а також вечірній години (19-23), коли люди масово повертаються додому.

Водночас, українські електростанції виробляють електрику цілодобово, а такий режим споживання (піковий та знижений) створює для виробників електроенергії великі складнощі. Наприклад, ТЕС змушені щодня «запускати-зупиняти» близько 10 енергоблоків. Крім того, споживання вугілля, нафти та газу для виробництва електроенергії менше при рівномірному користуванні, а отже, допомагає економити цінні ресурси.

Одним з способів управління попитом споживання електричної потужності є перехід на тарифи, диференційовані за періодами часу, зокрема, нічний тариф, який дозволяє зменшувати навантаження на мережі в момент пікового використання. А економія для споживачів обумовлена дешевою нічною електроенергією.

Влітку всім виробникам електроенергії стає тісно на ринку, який обмежений рамками обсягу її споживання. Крім того, сонячні електростанції, яких в Україні збудовано багато, видають електроенергію лише вдень. У той же час вітрових станцій або станцій на біогазі, які можуть генерувати електроенергію цілодобово явно недостатньо. Через такий дисбаланс виробництво «зеленої» електроенергії на добовому графіку виглядає так: рано-вранці – виробництво мінімальне, вдень – максимальне, увечері – знову мінімальне. Обмежувати вироблення електроенергії на сонячних електростанціях в Україні немає сенсу, оскільки закон «Про ринок електроенергії» гарантує сонячним електростанціям, що вся їхня електроенергія буде викуплена. Тому часто влітку для реагування на непрогнозовану генерацію СЕС/ВЕС застосовують примусове обмеження виробництва на АЕС, які дають дешеву електроенергію та залучають ТЕС, що виробляють дорожчу, ніж АЕС, електроенергію, але технічно дозволяють оперативне регулювання енергосистеми.

Коли дощова погода і в річках, на яких розташовані гідроелектростанції, дуже багато води, то компанія «Укргідроенерго» змушена скидати її, виробляючи електроенергію не лише в період пікового споживання, коли потрібно балансувати енергосистему, а й іншим часом доби. Це також впливає на ціну електроенергії.

Українська енергосистема не працює ізольовано – більша її частина з'єднана міждержавними лініями електропередачі з енергосистемами країн-сусідів. Тому на ціну електроенергії на ринку також впливає експорт/імпорт електроенергії, аварійна допомога (при необхідності) та технологічні перетікання з енергосистемами сусідніх держав, які неминуче виникають, щоб енергосистема України працювала безпечно та стабільно.

Ціна на електроенергію в Україні суттєво залежить від способу вирішення технічних завдань із балансування енергосистеми країни. А останній, на жаль, притаманні негнучкість і нестача високоманеврених та енергоакumuлюючих потужностей.

Якщо просумувати графіки навантажень споживачів і втрати електроенергії в електричних мережах в цілому по енергосистемі, отримаємо результуючий графік навантаження електростанцій енергосистеми.

Навантаження між окремими електростанціями розподіляється таким чином, щоб забезпечити максимальну економічність роботи в цілому по енергосистемі. Виходячи з цього, диспетчерська служба енергосистеми задає електростанціям добові графіки навантаження. Проте на графіки навантаження електростанцій справляють суттєвий вплив і фізичні принципи виробництва електроенергії на електростанції.

Проблема участі АЕС в регулюванні навантаження виникла у зв'язку з не пристосованістю теплових електростанцій до роботи в умовах глибокого розвантаження енергоблоків.

Робота обладнання ТЕС та АЕС зі зміною навантаження, часті зупинки та пуски агрегатів призводять до зниження ККД, перевитрати палива, прискореного зносу обладнання, аварійних ситуацій, підвищення собівартості електроенергії. Тому бажано, щоб вони працювали практично з постійною потужністю. Для балансування ж (маневрування потужністю) найкраще підходять гідроелектростанції (табл. 9.1).

З урахуванням цих обставин на графіку (рис. 9.2) показані рекомендації покриття графіка електричних навантажень. Регулюючими електричними станціями, які покривають пікову область змінної частини графіка (3), можуть бути газотурбінні установки і гідроакumuлюючі станції. У напівпіковій області змінних навантажень працюють теплові і гідроелектростанції (2). В базовій частині (1) працюють АЕС.

Таблиця 9.1. Маневрені якості різних типів електростанцій

	Технічний мінімум навантаження, %	Діапазон регулювання, %	Час набору повної потужності, хв.	
			після зупинки	з гарячого стану
АЕС	85–90	10–15	390–660	60
ТЕС	70–80	20–30	90–180	20–50
ГЕС	0	100	1–2	0,25–0,5
ГАЕС	0	200	1–2	0,25–0,5

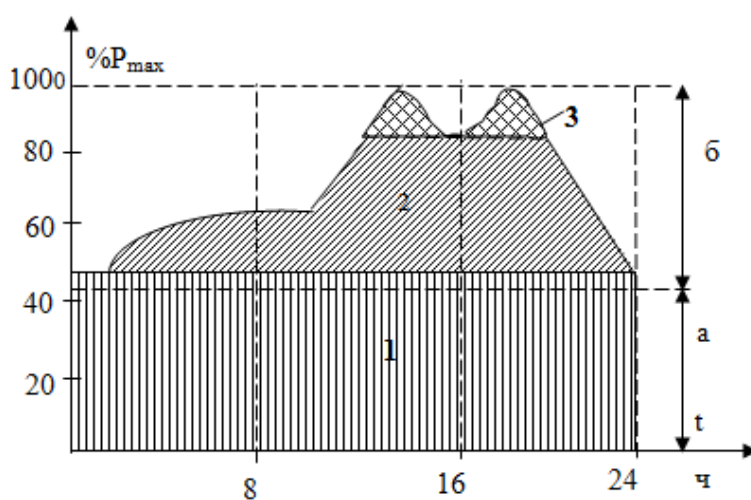


Рис. 9.2. Добовий графік навантаження електроенергетичної системи

Прикладом найбільш правильного використання АЕС в енергосистемі може слугувати створений Південо-Український енергетичний комплекс загальною потужністю 6 млн. кВт. В його склад повинні входити Південо-Український АЕС (ПУАЕС) – 4 млн. кВт, Ташликська ГЕС потужністю 1,8 млн. кВт, Дністровська ГАЕС і Константинівська ГАЕС потужністю 0,38 млн. кВт. При цьому повністю буде забезпечена робота ПУАЕС в базовому режимі. Аналогічним чином побудований комплекс, який включає Запорізьку АЕС (ЗАЕС-ЗапГРЕС-ДніпроГЕС).

Теплові споживачі диктують вид і параметри теплоносія та характер зміни теплових навантажень. За зміною у часі теплові навантаження можна розділити на сезонні та цілорічні. Сезонне навантаження складають опалення, вентиляція та кондиціонування повітря. Значення та характер зміни сезонного навантаження залежать від кліматичних умов: температури зовнішнього повітря, напрямку та швидкості вітру, вологості повітря та сонячного випромінювання. Основний

вплив має температура зовнішнього повітря, тому сезонне навантаження має практично постійний добовий та різко змінний річний графіки (рис. 9.3).

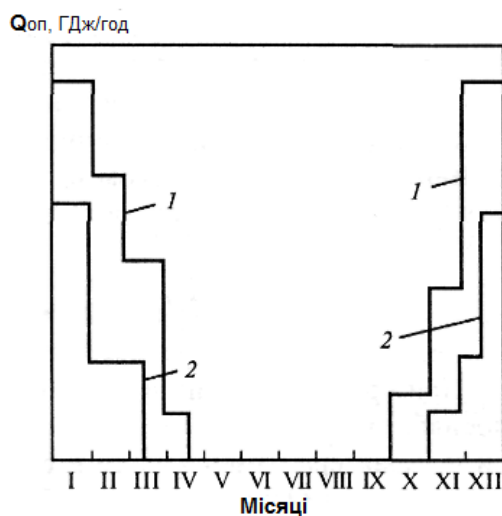


Рис. 9.3. Річний графік витрати теплоти на опалення (по місяцях року):
1, 2 – максимальні та мінімальні значення

Цілорічне навантаження складають технологічне навантаження та гаряче водопостачання. Навантаження гарячого водопостачання залежить від ступеня благоустрою міста чи селища, чисельності населення, розпорядку його робочого дня та режиму роботи таких комунальних підприємств. На відміну від сезонного навантаження гаряче водопостачання та технологічне навантаження майже не залежать від температури зовнішнього повітря, тому цілорічне навантаження має практично постійний річний та різко змінний добовий графіки (рис. 9.4). Виняток становлять деякі галузі промисловості, пов'язані головним чином із переробкою сільськогосподарської сировини, робота яких має сезонний характер.

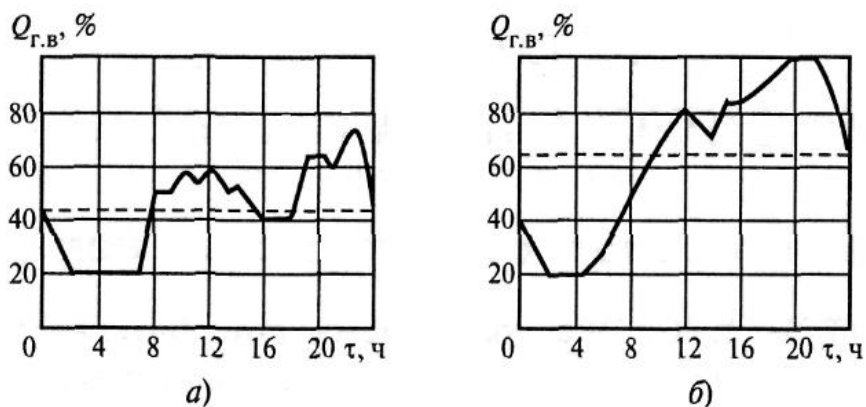


Рис. 9.4. Добові графіки зміни витрати теплоти на гаряче водопостачання:
а – у робочі дні тижня; б – по суботах; — — — середньодобове навантаження

ЛІТЕРАТУРА

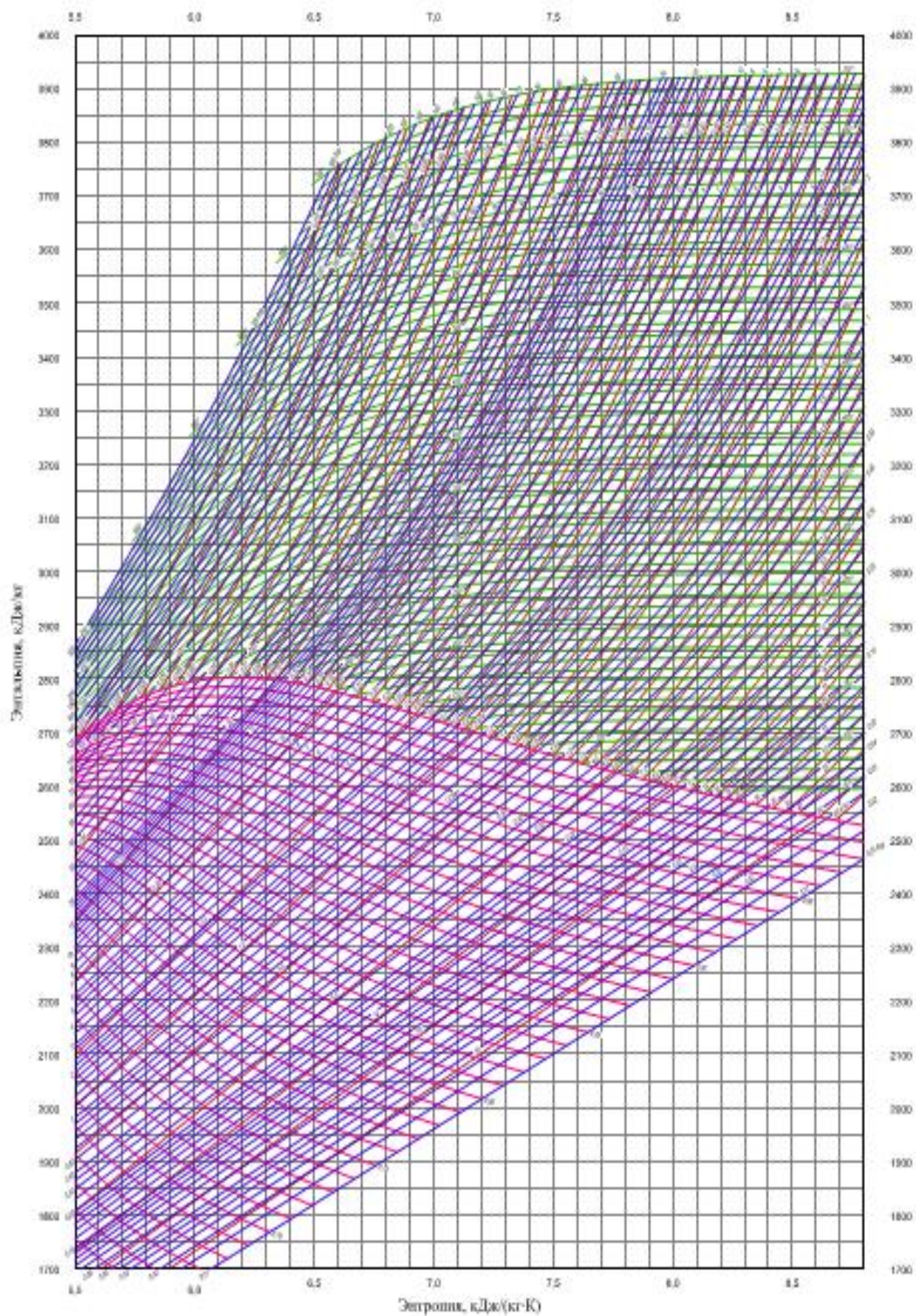
1. Дубровська В. В. Термодинаміка та теплообмін: навчальний посібник. / В. В. Дубровська, В.І. Шкляр. – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – 150с.
2. Theory of heat engineering: workbook for foreign students of speciality “Applied mechanics”, “Engineering mechanics” /Compilers: Deshko V.I., Dubrovskaya V.V., Shklyar V.I., Lenkin A.V., Stoudenets V.P. – Kyiv : NTUU “KPI”, 2011. – 118p.
3. Константинов С.М. Теоретичні основи теплотехніки: підручник / С.М. Константинов, Є.М. Панов. – К.: «Золоті ворота», 2012. – 592 с.
4. Драганов Б.Х. Теплотехніка: підручник / Б.Х. Драганов, А.А. Долінський, А.В. Міщенко, Є.М. Письменний. –Київ: «ІНКОС», 2005. – 504 с.
5. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – Москва : "Энергоиздат", 1981. – 417 с.
6. Шкляр В.І. Джерела енергії: підручник / В.І. Шкляр, В.В. Дубровська. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 337 с.
7. Рывкин С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. / С.Л. Рывкин, А.А. Александров. – Москва : Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.
8. H-s діаграма [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://neurothermal.narod.ru/diagramHS.htm>. – Назва з екрана.
9. Структура електрогенерації в Україні і її зв'язь з тарифами на електроенергію. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://tek.energy/ru/news/struktura-elektrogeneratsii-v-ukraine-i-ee-svyaz-s-tarifami-na-elektroenergiyu>. – Назва з екрана.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1. Одиниці виміру тиску

Одиниця	(кг/м ²)	Паскаль	Технічна атмосфера	Фізична атмосфера	Бар	1 мм рт. ст.	1 мм вод. ст.
(кг/м ²)	1	9,81	$1 \cdot 10^{-4}$	$0,97 \cdot 10^{-4}$	$9,87 \cdot 10^{-5}$	$735,55 \cdot 10^{-4}$	1
1 Па	0,101972	1	$0,102 \cdot 10^{-4}$	$0,987 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-5}$	$750,06 \cdot 10^{-5}$	0,102
1 ат	$1 \cdot 10^4$	$9,81 \cdot 10^4$	1	0,968	9,81	735,55	$1 \cdot 10^{-4}$
1 атм	$1,033 \cdot 10^4$	$1,012 \cdot 10^5$	1,03323	1	1,013	760	$1,03 \cdot 10^4$
1 бар	10197,2	$1 \cdot 10^5$	10197,2	1,01972	1	750,06	10197,2
1 мм рт. ст.	13,595	133,322	$13,56 \cdot 10^{-4}$	$13,16 \cdot 10^{-4}$	0,00133	1	13,595
1 мм вод. ст.	1	9,807	$1 \cdot 10^{-4}$	$0,968 \cdot 10^{-4}$	$9,807 \cdot 10^{-5}$	$735,55 \cdot 10^{-4}$	1

ДОДАТОК 2. h-s діаграма водяної пари



ДОДАТОК 3. Термодинамічні властивості води та водяної пари в стані насичення (за температурами) [7]

t	p	v'	v''	h'	h''	г	s'	s''
°C	кПа	м ³ /кг	м ³ /кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	кДж/(кг·К)
0	0,6108	0,0010002	206,32	-0,04	2501,0	2501,0	-0,0002	9,1565
1	0,6566	0,0010002	192,61	4,17	2502,8	2498,6	0,0152	9,1298
2	0,7054	0,0010001	179,94	8,39	2504,7	2496,3	0,0306	9,1035
3	0,7575	0,0010001	168,17	12,60	2506,5	2493,9	0,0459	9,0773
4	0,8129	0,0010000	157,27	16,80	2508,3	2491,5	0,0611	9,0514
5	0,8718	0,0010000	147,17	21,01	2510,2	2489,2	0,0762	9,0258
6	0,9346	0,0010000	137,768	25,21	2512,0	2486,8	0,0913	9,0003
7	1,0012	0,0010001	129,061	29,41	2513,9	2484,5	0,1063	8,9751
8	1,0721	0,0010001	120,952	33,60	2515,7	2482,1	0,1213	8,9501
9	1,1473	0,0010002	113,423	37,80	2517,5	2479,7	0,1362	8,9254
10	1,2271	0,0010003	106,419	41,99	2519,4	2477,4	0,1510	8,9009
11	1,3118	0,0010003	99,896	46,19	2521,2	2475,0	0,1658	8,8766
12	1,4015	0,0010004	93,828	50,38	2523,0	2472,6	0,1805	8,8525
13	1,4967	0,0010006	88,165	54,57	2524,9	2470,2	0,1952	8,8286
14	1,5974	0,0010007	82,893	58,75	2526,7	2467,9	0,2098	8,8050
15	1,7041	0,0010008	77,970	62,94	2528,6	2465,7	0,2243	8,7815
16	1,8170	0,0010010	73,376	67,13	2530,4	2463,3	0,2388	8,7583
17	1,9364	0,0010012	69,087	71,31	2532,2	2460,9	0,2533	8,7353
18	2,0626	0,0010013	65,080	75,50	2534,0	2458,5	0,2677	8,7125
19	2,1960	0,0010015	61,334	79,68	2535,9	2456,2	0,2820	8,6898
20	2,3368	0,0010017	57,833	83,86	2537,7	2453,8	0,2963	8,6674
t – температура, °C		p – тиск, Па;				v – питомий об'єм, м ³ /кг;		
h – питома ентальпія, кДж/кг;		г – питома теплота пароутворення, кДж/кг;				s – питома ентропія, кДж/(кг·К);		
' – кипляча рідина;		'' – суха насичена пара.						

Продовження таблиці

t	p	v'	v''	h'	h''	г	s'	s''
129	262,13	0,0010690	0,68760	542,0	2719,3	2177,3	1,6238	7,0382
130	270,12	0,0010700	0,66851	546,3	2720,7	2174,4	1,6344	7,0281
131	278,30	0,0010710	0,65007	550,6	2722,1	2171,5	1,6449	7,0181
132	286,68	0,0010720	0,63223	554,8	2723,4	2168,6	1,6555	7,0082
133	295,27	0,0010730	0,61498	559,1	2724,8	2165,7	1,6660	6,9983
134	304,06	0,0010740	0,59827	563,4	2726,1	2162,7	1,6765	6,9885
135	313,06	0,0010750	0,58212	567,7	2727,4	2159,7	1,6869	6,9787
136	322,27	0,0010760	0,56649	572,0	2728,8	2156,8	1,6974	6,9690
137	331,71	0,0010770	0,55134	576,2	2730,1	2153,9	1,7078	6,9594
138	341,37	0,0010780	0,53670	580,5	2731,4	2150,9	1,7182	6,9498
139	351,25	0,0010790	0,52249	584,8	2732,7	2147,9	1,7286	6,9402
140	361,36	0,0010801	0,50875	589,1	2734,0	2144,9	1,7390	6,9307
141	371,70	0,0010811	0,49544	593,4	2735,2	2141,8	1,7493	6,9212
142	382,28	0,0010822	0,48255	597,7	2736,5	2138,8	1,7597	6,9118
143	393,11	0,0010832	0,47004	602,0	2737,8	2135,8	1,7700	6,9024
144	404,18	0,0010843	0,45792	606,3	2739,0	2132,7	1,7803	6,8931
145	415,50	0,0010853	0,44618	610,6	2740,3	2129,7	1,7906	6,8838
146	427,07	0,0010864	0,43480	614,9	2741,5	2126,6	1,8008	6,8746
147	438,90	0,0010875	0,42376	619,2	2742,7	2123,5	1,8110	6,8654
148	450,99	0,0010886	0,41306	623,5	2743,9	2120,4	1,8213	6,8563
149	463,34	0,0010897	0,40269	627,8	2745,1	2117,3	1,8315	6,8472
150	475,97	0,0010908	0,39261	632,2	2746,3	2114,1	1,8416	6,8381
151	488,87	0,0010919	0,38284	636,5	2747,5	2111,0	1,8518	6,8291
152	502,05	0,0010930	0,37337	640,8	2748,7	2107,9	1,8619	6,8201
153	515,52	0,0010941	0,36416	645,1	2749,8	2104,7	1,8721	6,8112
154	529,26	0,0010953	0,35524	649,5	2751,0	2101,5	1,8822	6,8023
155	543,31	0,0010964	0,34656	653,8	2752,1	2098,3	1,8923	6,7934

ДОДАТОК 4. Термодинамічні властивості води та водяної пари в стані насичення (за тиском) [7]

p	t	v'	v''	h'	h''	Γ	s'	s''
кПа	°C	м ³ /кг	м ³ /кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	кДж/(кг·К)
1	13,034	0,0010006	87,982	54,71	2525,0	2470,3	0,1956	8,8278
1,5	17,511	0,0010012	67,006	73,45	2533,2	2459,8	0,2606	8,7236
2,0	19,029	0,0010015	61,229	79,80	2535,9	2456,1	0,2824	8,6892
2,2	20,431	0,0010018	56,392	85,67	2538,5	2452,8	0,3024	8,6578
2,4	21,094	0,0010020	54,256	88,44	2539,7	2451,3	0,3119	8,6431
2,5	21,735	0,0010021	52,282	91,12	2540,9	2449,8	0,3210	8,6290
2,6	22,953	0,0010024	48,745	96,21	2543,1	2446,9	0,3382	8,6024
2,8	24,098	0,0010027	45,668	101,00	2545,2	2444,2	0,3543	8,5776
3,0	25,178	0,0010029	42,967	105,51	2547,2	2441,7	0,3695	8,5545
3,2	26,200	0,0010032	40,575	109,78	2549,0	2439,2	0,3838	8,5327
3,4	26,692	0,0010033	39,480	111,84	2549,9	2438,1	0,3907	8,5224
3,5	27,172	0,0010035	38,443	113,84	2550,8	2437,0	0,3973	8,5123
3,6	28,097	0,0010037	36,530	117,71	2552,5	2434,8	0,4102	8,4930
3,8	28,981	0,0010040	34,803	121,41	2554,1	2432,7	0,4224	8,4747
4,0	29,828	0,0010043	33,237	124,94	2555,6	2430,7	0,4341	8,4573
4,2	30,640	0,0010045	31,810	128,34	2557,1	2428,8	0,4453	8,4407
4,4	31,034	0,0010046	31,142	129,98	2557,8	2427,8	0,4507	8,4327
4,5	31,420	0,0010048	30,503	131,60	2558,5	2426,9	0,4560	8,4249
4,6	32,172	0,0010050	29,303	134,74	2559,9	2425,2	0,4663	8,4097
4,8	32,90	0,0010052	28,196	137,77	2561,2	2423,4	0,4762	8,3952
5,0	33,60	0,0010055	27,172	140,70	2562,4	2421,7	0,4858	8,3813
5,2	34,27	0,0010057	26,222	143,52	2563,6	2420,1	0,4950	8,3678

Продовження таблиці

p	t	v'	v''	h'	h''	г	s'	s''
380	141,79	0,0010819	0,48527	596,8	2736,2	2139,4	1,7575	6,9138
390	142,72	0,0010829	0,47357	600,8	2737,4	2136,6	1,7670	6,9051
400	143,62	0,0010839	0,4624	604,7	2738,5	2133,8	1,7764	6,8966
410	144,52	0,0010848	0,45181	608,5	2739,7	2131,2	1,7856	6,8883
420	145,39	0,0010858	0,44168	612,3	2740,7	2128,4	1,7946	6,8802
430	146,25	0,0010867	0,43201	616,0	2741,8	2125,8	1,8034	6,8723
440	147,09	0,0010876	0,42276	619,6	2742,8	2123,2	1,8120	6,8645
450	147,92	0,0010885	0,4139	623,2	2743,8	2120,6	1,8204	6,8570
460	148,73	0,0010894	0,40544	626,7	2744,8	2118,1	1,8287	6,8496
470	149,53	0,0010903	0,39731	630,1	2745,8	2115,7	1,8368	6,8424
480	150,31	0,0010911	0,38950	633,5	2746,7	2113,2	1,8448	6,8352
490	151,09	0,0010920	0,38202	636,8	2747,6	2110,8	1,8527	6,8283
500	151,85	0,0010928	0,37481	640,1	2748,5	2108,4	1,8604	6,8215
520	153,33	0,0010945	0,36120	646,5	2750,2	2103,7	1,8754	6,8083
540	154,77	0,0010961	0,34857	652,8	2751,9	2099,1	1,8899	6,7955
550	155,47	0,0010969	0,34259	655,8	2752,7	2096,9	1,8970	6,7893
560	156,16	0,0010977	0,33681	658,8	2753,4	2094,6	1,9040	6,7832
580	157,52	0,0010993	0,32583	664,7	2755,0	2090,3	1,9176	6,7713
600	158,84	0,0011009	0,31566	670,4	2756,4	2086,0	1,9368	6,7598
620	160,12	0,0011024	6,30593	676,0	2757,8	2081,8	1,9437	6,7487
640	161,38	0,0011039	0,29689	681,5	2759,2	2077,7	1,9562	6,7379
650	161,99	0,0011046	0,29257	684,2	2759,9	2075,7	1,9623	6,7326
660	162,60	0,0011053	0,28837	686,8	2760,5	2073,7	1,9684	6,7274
680	163,79	0,0011068	0,28033	692,0	2761,7	2069,7	1,9803	6,7173
700	164,96	0,0011082	0,27274	697,1	2762,9	2065,8	1,9918	6,7074

ДОДАТОК 5. Термодинамічні властивості води та перегрітої водяної пари [7]

	p = 1 кПа			p = 2 кПа			p = 3 кПа			p = 4 кПа		
t	v	h	s	v	h	s	v	h	s	v	h	s
°C	м³/кг	кДж/кг	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	м³/кг	кДж/кг	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	м³/кг	кДж/кг	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	м³/кг	кДж/кг	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
0	0,00102	0,0	-0,001	0,001	0,0	-0,0010	0,001	0,0	-0,0001	0,0010	0,0	-0,0001
10	130,60	2519,5	8,995	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510
20	135,23	2538,1	9,060	67,58	2537,8	8,7396	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963
30	139,85	2556,8	9,1230	69,90	2556,5	8,8024	46,58	2556,3	8,6145	34,92	2556,0	8,4810
40	144,47	2575,5	9,1837	72,21	2575,3	8,8632	48,13	2575,0	8,6755	36,08	2574,8	8,5421
50	149,09	2594,2	9,2426	74,53	2594,0	8,9222	49,67	2593,8	8,7345	37,24	2593,6	8,6012
60	153,71	2613,0	9,2997	76,84	2612,8	8,9794	51,21	2612,6	8,7918	38,40	2612,4	8,6586
70	158,33	2631,8	9,3553	79,15	2631,6	9,0350	52,76	2631,4	8,8475	39,56	2631,3	8,7145
80	162,95	2650,6	9,4093	81,46	2650,4	9,0891	54,30	2650,3	8,9016	40,72	2650,2	8,7685
90	167,57	2669,4	9,4619	83,77	2669,3	9,1418	55,84	2669,2	8,9544	41,87	2669,1	8,8213
100	172,19	2688,3	9,5132	86,08	2688,2	9,1931	57,38	2688,1	9,0057	43,03	2688,0	8,8727
110	176,80	2707,3	9,5633	88,39	2707,2	9,2432	58,92	2707,0	9,0559	44,18	2707,0	8,9229
120	181,42	2726,2	9,6122	90,70	2726,1	9,2921	60,46	2726,0	9,1048	45,34	2726,0	8,9718
130	186,04	2745,2	9,6599	93,01	2745,2	9,3399	62,00	2745,1	9,1526	46,50	2745,0	9,0197
140	190,66	2764,3	9,7066	95,32	2764,2	9,3866	63,54	2764,2	9,1993	47,65	2764,1	9,0664
150	195,27	2783,4	9,7523	97,63	2783,3	9,4323	65,08	2783,3	9,2451	48,81	2783,2	9,1122
160	199,89	2802,6	9,7971	99,94	2802,5	9,4771	66,62	2802,4	9,2898	49,96	2802,4	9,1570
170	204,5	2821,8	9,8409	102,24	2821,7	9,5209	68,16	2821,7	9,3337	51,12	2821,6	9,2008
180	209,1	2841,0	9,8839	104,55	2841,0	9,5639	69,70	2840,9	9,3767	52,27	2840,9	9,2438

Продовження таблиці

	p = 300 кПа			p = 400 кПа			p = 500 кПа			p = 1 МПа		
t	v	h	s	v	h	s	v	h	s	v	h	s
0	0,0010001	0,3	-0,0001	0,0010000	0,4	0,0001	0,0010000	0,5	-0,0001	0,0009997	1,0	-0,0001
10	0,0010001	42,3	0,1510	0,0010001	42,4	0,1510	0,0010000	42,5	0,1509	0,0009998	43,0	0,1509
20	0,0010016	84,1	0,2962	0,0010015	84,2	0,2962	0,0010015	84,3	0,2962	0,0010013	84,8	0,2961
30	0,0010042	125,9	0,4364	0,0010041	126,0	0,4364	0,0010041	126,1	0,4364	0,0010039	126,6	0,4362
40	0,0010077	167,7	0,5720	0,0010076	167,8	0,5720	0,0010076	167,9	0,5719	0,0010074	168,3	0,5717
50	0,0010120	209,5	0,7034	0,0010119	209,6	0,7033	0,0010119	209,7	0,7033	0,0010117	210,1	0,7030
60	0,0010170	251,3	0,8308	0,0010170	251,4	0,8308	0,0010169	251,5	0,8307	0,0010167	251,9	0,8305
70	0,0010227	293,2	0,9546	0,0010227	293,3	0,9546	0,0010226	293,4	0,9545	0,0010224	293,8	0,9542
80	0,0010291	335,1	1,0751	0,0010290	335,2	1,0750	0,0010390	335,3	1,0750	0,0010287	335,7	1,0746
90	0,0010360	377,1	1,1924	0,0010360	377,2	1,1923	0,001035	377,3	1,1922	0,0010357	377,7	1,1918
100	0,0010436	419,2	1,3067	0,0010436	419,3	1,3066	0,0010435	419,4	1,3066	0,0010432	419,7	1,3062
110	0,0010518	461,4	1,4184	0,0010517	461,5	1,4183	0,0010517	461,6	1,4182	0,0010514	461,9	1,4178
120	0,0010606	503,8	1,5275	0,0010605	503,9	1,5274	0,0010605	503,9	1,5273	0,0010602	504,3	1,5269
130	0,0010700	546,3	1,6343	0,0010699	546,4	1,6342	0,0010699	546,5	1,6341	0,0010696	546,8	1,6336
140	0,6170	2739,6	7,0274	0,0010800	589,1	1,7389	0,001080	589,2	1,7388	0,0010796	589,5	1,7383
150	0,6340	2761,2	7,0790	0,4708	2752,9	6,9308	0,001090	632,2	1,8416	0,0010904	632,5	1,8410
160	0,6508	2782,4	7,1287	0,4839	2775,0	6,9825	0,3836	2767,4	6,8653	0,0011019	675,7	1,9420
170	0,6674	2803,4	7,1767	0,4967	2796,8	7,0322	0,3942	2789,9	6,9169	0,0011143	719,2	2,0414
180	0,6838	2824,3	7,2232	0,5094	2818,3	7,0802	0,4046	2812,1	6,9664	0,1944	2777,3	6,5854
190	0,7002	2845,0	7,2684	0,5219	2839,5	7,1265	0,4148	2833,9	7,0141	0,2002	2802,9	6,6413

Продовження таблиці

200	0,7164	2865,6	7,3123	0,5343	2860,6	7,1715	0,4249	2855,4	7,0603	0,2059	2827,5	6,6940
210	0,7325	2886,1	7,3552	0,5466	2881,5	7,2152	0,4349	2876,8	7,1047	0,2115	2851,5	6,7442
220	0,7486	2906,5	7,3970	0,5588	2902,2	7,2577	0,4449	2897,9	7,1481	0,2169	2874,9	6,7921
230	0,7646	2926,9	7,4379	0,5710	2922,9	7,2993	0,4548	2918,9	7,1903	0,2223	2897,9	6,8382
240	0,7805	2947,2	7,4780	0,5831	2943,5	7,3398	0,4646	2939,9	7,2314	0,2275	2920,5	6,8826
250	0,7964	2967,5	7,5172	0,5952	2964,1	7,3795	0,4744	2960,7	7,2716	0,2327	2942,8	6,9256
260	0,8123	2987,8	7,5556	0,6071	2984,6	7,4184	0,4841	2981,4	7,3109	0,2378	2964,8	6,9674
270	0,8281	3008,1	7,5934	0,6191	3005,2	7,4565	0,4938	3002,1	7,3494	0,2429	2986,7	7,0080
280	0,8438	3028,5	7,6305	0,6311	3025,7	7,4939	0,5034	3022,8	7,3871	0,2480	3008,3	7,0475
290	0,8596	3048,8	7,6669	0,6430	3046,2	7,5307	0,5130	3043,5	7,4242	0,2530	3029,9	7,0862
300	0,8753	3069,2	7,7028	0,6548	3066,7	7,5668	0,5226	3064,2	7,4605	0,2580	3051,3	7,1239
310	0,8910	3089,6	7,7380	0,6667	3087,2	7,6022	0,5321	3084,8	7,4962	0,2629	3072,7	7,1609
320	0,9067	3110,0	7,7727	0,6785	3107,7	7,6372	0,5416	3105,5	7,5314	0,2678	3094,0	7,1971
330	0,9223	3130,4	7,8069	0,6903	3228,3	7,6715	0,5511	3126,1	7,5659	0,2727	3115,3	7,2326
340	0,9380	3150,9	7,8406	0,7021	3148,9	7,7054	0,5606	3146,8	7,5999	0,2776	3136,5	7,2675
350	0,9536	3171,4	7,8738	0,7139	3169,5	7,7387	0,5701	3167,5	7,6334	0,2825	3157,7	7,3018
360	0,9692	3192,0	7,9065	0,7257	3190,1	7,7716	0,5796	3183,3	7,6664	0,2873	3178,9	7,3356
370	0,9848	3212,7	7,9389	0,7374	3210,9	7,8042	0,5890	3209,1	7,6991	0,2921	3200,2	7,3690
380	1,000	3233,4	7,9709	0,7492	3231,7	7,8362	0,5984	3230,0	7,7313	0,2970	3221,5	7,4019
390	1,016	3254,1	8,0024	0,7609	3252,5	7,8678	0,6078	3250,9	7,7631	0,3018	3242,8	7,4342

