



Міністерство освіти і науки України
Запорізька державна інженерна академія

С.В.ІЛЬІН

ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ

Навчально-методичний посібник

для студентів ЗДІА

напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика»

**Запоріжжя
2014**

Міністерство освіти і науки України
Запорізька державна інженерна академія

ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ

Навчально-методичний посібник

для студентів ЗДІА

напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика»

*Рекомендовано до видання
на засіданні кафедри ТЕ,
протокол № 4 від 14 жовтня 2014 р.*

Джерела теплопостачання промислових підприємств. Навчально-методичний посібник по курсу: «Джерела теплопостачання промислових підприємств» для студентів ЗДІА напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика» /Укл.: Ільїн С.В. – Запоріжжя, 2014. – 192 с.

Навчально-методичний посібник призначений для студентів ЗДІА напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика», по курсу: «Джерела теплопостачання промислових підприємств».

Укладач: ***С.В. Ільїн, к.т.н., доцент***

Відповідальний за випуск : ***зав. кафедри ТЕ
д.т.н., проф. І.Г. Яковлєва***

Рецензенти:

Губинський М.В., д.т.н., проф.,
завідувач кафедри промислової теплоенергетики
Національної металургійної академії України

Волков О.В., д.т.н., проф.,
завідувач кафедри гідроенергетики
Запорізької державної інженерної академії

ВСТУП

Проблема забезпечення енергоресурсами є одним з найбільш гострих питань сучасного світу. Економіка будь-якої країни заснована на імпорті та експорті енергоносіїв, тому їх раціональне використання - пріоритетна мета держави на всіх рівнях.

На сьогоднішній день Україна цілком залежить від поставок газу і нафти ззовні. Їх економія це основний фактор добробуту всієї країни в цілому і кожного її громадянина зокрема.

Це видання базується на попередніх курсах: гідрогазодінаміка, тепломасообмін, термодинаміка, нагнітачі та теплові двигуни, теплові мережі і, в свою чергу, є базою для вивчення наступних спеціальних курсів. Воно допоможе організувати систематичний контроль вивчення курсу усіма студентами. Лекції містять тільки найбільш складні питання курсу, а загальний матеріал рекомендується вивчати студентам самостійно.

Посібник рекомендовано студентам Запорізької державної інженерної академії, які навчаються за фахом «Теплоенергетика».

ЗМІСТ

Розділ 1 Загальні відомості.....	8
1.1 Сучасні централізовані системи теплопостачання.....	8
1.2 Основні види енергії і джерела тепла, які використовуються для теплопостачання.....	11
Розділ 2 Теплові схеми котельні.....	14
2.1 Класифікація котелень.....	14
2.2 Загальні відомості про теплові схеми котелень.....	15
Розділ 3 Теплові електричні станції.....	16
3.1 Класифікація електричних станцій.....	16
3.2 Комбіноване вироблення тепла та електричної енергії.....	18
3.3 Порівняння комбінованого і роздільного вироблення електричної та теплової енергії.....	19
3.4 Принципові теплові схеми ТЕЦ на органічному паливі.....	20
3.5 Методика розрахунку ПТС (принципова теплова схема) ТЕЦ.....	22
Розділ 4 Газотурбінні і парогазові електростанції. атомна ТЕЦ і атомна котельня.....	24
4.1 Схеми і показники газотурбінних установок електростанцій.....	24
4.2 Парогазові установки електростанцій.....	27
4.3 Типи ядерних енергетичних установок.....	31
4.4 Особливості ядерних енергетичних установок.....	32
4.5 Класифікація АТЕЦ.....	35
4.6 Використання ЯЕУ для цілей теплофікації.....	39
Розділ 5 Технічне завдання та його зміст.....	42
Розділ 6 Основні положення проектування котельних установок. Порядок виконання проектів.....	43
6.1 Загальні положення.....	43
6.2 Технічні та економічні вимоги до котельних установок.....	46
6.3 Визначення виду палива для котельних установок.....	48
6.4 Стадії проектування та завдання на проектування.....	50
6.5 Завдання на проектування.....	51
6.6 Обсяг та зміст проектної документації. Технічний проект.....	53
Розділ 7 Принципові теплові схеми котелень.....	59
7.1 Принципові теплові схеми парових котелень.....	59
7.2 Принципові теплові схеми водогрійних котельних.....	62
7.3 Принципові теплові схеми пароводогрійних котелень.....	65
Розділ 8 Котлоагрегати.....	68

8.1 Основні визначення. Типорозміри і параметри котлоагрегатів....	68
8.2 Котлоагрегати парові малої продуктивності.....	71
8.3 Котлоагрегати КЕ, ДЕ і Е-ГМН.....	72
8.4 Котлоагрегати парові середньої продуктивності.....	75
8.5 Котлоагрегати водогрійні і пароводогрійні.....	78
Розділ 9 Водопідготовка.....	81
9.1 Якість природних вод. Визначення показників якості води. Освітлення і коагуляція води.....	81
9.2 Освітлення води. Коагуляція води.....	82
9.3 Процеси катіонування. Водопідготовчі установки.....	83
9.4 Деаерація води.....	86
Розділ 10 Вторинні енергоресурси промислових підприємств.....	88
10.1 Класифікація і загальна характеристика вторинних енергоресурсів.....	88
10.2 Кількісна характеристика ВЕР.....	89
10.3 Вироблення енергії за рахунок ВЕР.....	90
10.4 Економія палива за рахунок утилізації ВЕР.....	91
10.5 Техніко-економічний розрахунок доцільності використання ВЕР.....	92
10.6 Напрямки використання ВЕР.....	93
Розділ 11 Теплові насоси.....	97
11.1 Загальні відомості про роботу теплових насосів.....	97
11.2 Енергетична оцінка теплового насоса.....	100
11.3 Переваги та недоліки використання теплових насосів.....	102
Розділ 12 Техніко-економічні показники котелень.....	104
12.1 Основні техніко-економічні показники.....	104
12.2 Капітальні вкладення в котельню.....	105
12.3 Експлуатаційні витрати на відпустку котельною теплової енергії.....	106
Розділ 13 Практичні завдання.....	112
13.1 Теплофікаційне обладнання ТЕЦ.....	112
13.2 Обладнання теплових пунктів.....	117
13.3 Системи теплопостачання.....	125
13.4 Режими регулювання централізованого теплопостачання.....	129
Розділ 14 Приклад розрахунку теплової схеми пароводогрійної котельні.....	136

14.1 Розрахунок теплової схеми котельні.....	141
14.2 Розрахунок і вибір обладнання водопідготовчої установки.....	162
14.3 Вибір основного і допоміжного устаткування котельні.....	173
14.4 Розрахунок і вибір теплообмінних апаратів.....	177
14.5 Розрахунок техніко-економічних показників.....	181
14.6 Висновок.....	184
Список використаних та рекомендованих джерел.....	186
Додатки.....	187

РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Теплопостачання є великою галуззю народного господарства. Досить сказати, що на потреби теплопостачання щорічно витрачається 25% усього виробленого палива. В умовах обмежених паливних ресурсів раціональне і економне їх витрачання є завданням державної важливості. Значна роль у вирішенні цього завдання відводиться централізованому теплопостачанню та теплофікації, які тісно пов'язані з електрифікацією і енергетикою.

Централізоване теплопостачання засноване на використанні великих районних котелень, які характеризуються значно більшими ККД, ніж дрібні опалювальні установки. Теплофікація, тобто централізоване теплопостачання на базі комбінованого вироблення тепла та електроенергії, є вищою формою централізованого теплопостачання. Вона дозволяє скоротити витрату палива до 25%. При централізованому теплопостачанні дрібні опалювальні установки, які є джерелами забруднення повітряного басейну, ліквідовуються, замість них використовуються великі джерела тепла, газові викиди яких містять мінімальні концентрації токсичних речовин. Таким чином, централізація теплопостачання сприяє охороні навколишнього середовища. В даний час в результаті досягнень у галузі використання ядерного палива розвивається новий напрямок - централізоване теплопостачання на базі атомних ТЕЦ і атомних котелень. Використання ядерного палива для теплопостачання скорочує витрату дефіцитного органічного палива і полегшує вирішення проблеми паливно-енергетичного балансу країни.

1.1 Сучасні централізовані системи теплопостачання

Централізована система теплопостачання складається з наступних основних елементів: джерела тепла, теплових мереж і місцевих систем споживання - систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання. Для централізованого теплопостачання використовуються два типи джерел тепла: теплоелектроцентралі (ТЕЦ) і районні котельні (РК). На ТЕЦ здійснюється комбіноване виробництво тепла та електроенергії, що забезпечує істотне зниження питомих витрат палива при отриманні електроенергії. При цьому спочатку тепло робочого тіла - водяної пари - використовується для отримання електроенергії при розширенні пари в турбінах, а потім тепло відпрацьованої пари, що залишилося, використовується для нагріву води в

теплообмінниках, які є обладнанням теплофікації ТЕЦ. Гаряча вода застосовується для теплопостачання. Таким чином, на ТЕЦ тепло високого потенціалу використовується для вироблення електроенергії, а тепло низького потенціалу - для теплопостачання. У цьому полягає енергетичний сенс комбінованого вироблення тепла і електроенергії. При роздільному їх виробленні електроенергію одержують на конденсаційних станціях (КЕС), а тепло - на котельнях. У конденсаторах парових турбін на КЕС підтримується глибокий вакуум, якому відповідають низькі температури (15-20°C), і охолоджуючу воду не використовують. У результаті на теплопостачання витрачають додаткове паливо. Отже, роздільне вироблення економічно менш вигідне, ніж комбіноване. Переваги теплофікації і централізованого теплопостачання яскравіше проявляються при концентрації теплових навантажень, характерних для сучасних міст, які розвиваються. Слід враховувати, що при теплофікації капітальні вкладення в ТЕЦ і теплові мережі виявляються вищими, ніж в КЕС і централізовані системи теплопостачання від РК, так ТЕЦ економічно доцільно будувати лише при великих теплових навантаженнях. Для європейської частини при існуючих ціностях теплофікація економічно доцільна при теплових навантаженнях більше 400 Гкал /год.

Іншим джерелом теплопостачання є РК. Теплова потужність сучасних РК становить 150-200 Гкал/год. Така концентрація теплових навантажень дозволяє використовувати великі агрегати, сучасне технічне оснащення котелень, забезпечує високі ККД використання палива. В якості теплоносія для теплопостачання міст використовують гарячу воду, а для теплопостачання промислових підприємств - водяний пар. Теплоносій від джерел тепла транспортують по теплопроводам. Гаряча вода надходить до споживачів по подаючим теплопроводам, віддає в теплообмінниках своє тепло і після охолодження повертається по зворотнім теплопроводам до джерел тепла. Таким чином, теплоносій безперервно циркулює між джерелом тепла і споживачами. Циркуляцію теплоносія забезпечує насосна станція джерела тепла. Водяна пара надходить промисловим споживачам за паропроводами під власним тиском, конденсується в теплообмінниках і віддає своє тепло. Конденсат повертається до джерела тепла під дією надлишкового тиску або за допомогою конденсатних насосів.

Сучасними тепловими мережами міських систем теплопостачання є складні інженерні споруди. Протяжність теплових мереж від джерела до крайніх споживачів складає десятки кілометрів, а діаметр магістралей досягає 1400 мм. До складу теплових мереж входять: теплопроводи;

компенсатори, що сприймають температурні подовження; відключаюче, регулююче і запобіжне обладнання, яке встановлюється в спеціальних камерах; насосні станції; районні теплові пункти (РТП) і теплові пункти (ТП). Теплопроводи прокладають під землею в непрохідних і напівпрохідних каналах, в колекторах і без каналів. Для скорочення втрат тепла при русі теплоносія по теплопроводах застосовують їх теплоізоляцію. Для керування гідравлічним і тепловим режимами системи теплопостачання автоматизують, а кількість тепла, що подається регулюється відповідно до вимог споживачів.

Найбільша кількість тепла витрачається на опалення будівель. Опалювальне навантаження змінюється зі зміною зовнішньої температури. Для підтримки відповідності подачі тепла потребам у ньому, застосовують центральне регулювання на джерелах тепла. Домогтися високої якості теплопостачання, застосовуючи тільки центральне регулювання, не вдається, тому на теплових пунктах і у споживачів встановлюють додаткове автоматичне регулювання. Витрата води на гаряче водопостачання безперервно змінюється, і для підтримки стійкого теплопостачання гідравлічний режим теплових мереж автоматично регулюють, а температуру гарячої води підтримують постійною і рівною 65°C.

Сучасні централізовані системи теплопостачання є складним комплексом, що включає джерела тепла, теплові мережі з насосними станціями і тепловими пунктами і абонентські вводи, оснащені системами автоматичного управління. Для забезпечення надійного функціонування таких систем необхідна їх ієрархічна побудова, при якій всю систему розчленовують на ряд рівнів, кожен з яких має своє завдання, яке зменшується за значенням від верхнього рівня до нижнього.

Верхній ієрархічний рівень складають джерела тепла, наступний рівень - магістральні теплові мережі з РТП, нижній - розподільні мережі з абонентськими вводами споживачів. Джерела тепла подають в теплові мережі гарячу воду заданої температури і заданого тиску, забезпечують циркуляцію води в системі і підтримують у ній належні гідродинамічний і статичний тиск. Вони мають спеціальні водопідготовчі установки, де здійснюється хімічна очистка і деаерація води. По магістральних теплових мережах транспортуються основні потоки теплоносія у вузли теплоспоживання. У РТП теплоносій розподіляється по районах і в мережах районів підтримується автономний гідравлічний і тепловий режими. У магістральні теплові мережі окремих споживачів приєднувати не варто, щоб не порушувати ієрархічності побудови системи.

Для надійності теплопостачання необхідно резервувати основні елементи верхнього ієрархічного рівня. Джерела тепла повинні мати резервні агрегати, а магістральні теплові мережі повинні бути закільцьовані із забезпеченням необхідної для них пропускної здатності в аварійних ситуаціях. Розподільні теплові мережі, ТП і абонентські вводи забезпечують розподіл теплоносія по окремим споживачам і становлять нижчий ієрархічний рівень, який у більшості випадків не резервують. Ієрархічна побудова систем теплопостачання забезпечує їх керованість у процесі експлуатації.

1.2 Основні види енергії і джерела тепла, які використовуються для теплопостачання

Джерелом тепла називається комплекс обладнання та пристроїв, за допомогою яких здійснюється перетворення природних і штучних видів енергії в теплову енергію з потрібними для споживачів параметрами.

Для цілей теплопостачання практичне значення на найближчу перспективу має органічне та ядерне паливо, геотермальна і сонячна енергія. До штучних видів енергії, які використовуються для вироблення тепла на теплопостачання, відносяться «вторинні енергоресурси» промислових підприємств і електрична енергія. В даний час широко застосовуються джерела тепла, які використовують органічне паливо - тверде, рідке і газоподібне. Основними джерелами тепла є теплоелектроцентралі (ТЕЦ), що виробляють комбінованим способом електричну енергію і тепло, і котельні, що виробляють тепло.

Залежно від виду робочого тіла, використовуваного в циклі станції, ТЕЦ бувають паротурбінні, газотурбінні і парогазові. Переважне поширення в даний час мають паротурбінні ТЕЦ, які володіють високими техніко-економічними показниками.

Геотермальна енергія у вигляді гарячої води і пари застосовується для теплопостачання і вироблення електроенергії на Камчатці, Північному Кавказі, в Казахстані, Середній Азії, Угорщині, Новій Зеландії, Ісландії, США та ін. Використання геотермальної енергії не впливає безпосередньо на довкілля. Труднощі зазвичай в обмеженості доступних для практичного використання запасів і неоднорідному (іноді агресивному) складі різних геотермальних джерел. Необхідно відзначити, що геотермальна енергія може бути отримана практично скрізь (в одних районах Землі геотермальні води і порожнини високого тиску знаходяться відносно близько від поверхні, в

інших - глибше). Крім того, низькопотенційне тепло у вигляді гарячої води або пари може бути отримано шляхом закачування води в гарячі магматичні шари літосфери вулканів, тому геотермальна енергія віднесена до найбільш перспективних видів енергії для отримання низькопотенційного тепла.

Вторинні енергоресурси (ВЕР) в даний час знаходять застосування на деяких промислових підприємствах для вироблення тепла на тепlopостачання та електроенергії. ВЕР утворюються на промислових підприємствах побічно - в процесі виробництва при випуску основних видів продукції. До них відносять: фізичне тепло, надлишковий тиск відходів і продукції, а також горючі відходи, потенціал яких не використовується в технологічних циклах. Вироблення тепла та електроенергії за рахунок такого потенціалу дозволяє економити паливо на замінних установках, внаслідок чого підвищуються енергетичні показники промислових підприємств.

Застосування електроенергії для тепlopостачання має певні переваги: можливість використання енергії безпосередньо у споживачів, відносна простота подачі та застосування, легкість регулювання та вимірювання величини навантаження та ін., а також та обставина, що витрати на виробництво електроенергії оплачують споживачі тепла. Необхідно відзначити, що електроенергія є найбільш досконалим видом енергії і вироблення її в даний час проводиться з великими витратами палива в порівнянні з витратами палива на вироблення тепла: ККД КЕС становить приблизно 40 %; котельні - 70-90%, тому пряма трансформація електроенергії в тепло в різних електростанціях і електронагрівачах енергетично недоцільна. Можливість застосування електроенергії для тепlopостачання може розглядатися в особливих вкрай рідкісних випадках, пов'язаних з труднощами доставки палива або прокладки трубопроводів, при достатній потужності електричних станцій і ліній електропередач, при крайній неритмічності і короткочасності режимів роботи теплових споживачів, при значних провалах в графіках електроспоживання в ізолюваних станціях і енергосистемах з важкорегулюємими джерелами і т.п.

Джерелами тепла на ядерному паливі є атомні ТЕЦ і атомні котельні. Вони особливо перспективні для великих централізованих систем тепlopостачання, оскільки економічно доцільні при великих одиничних потужностях.

Сонячна енергія як джерело енергії має ряд переваг: чистоту, нескінченність у часі, «безкоштовність» та ін. Однак широке її застосування зустрічає технічні труднощі внаслідок малої щільності (питомої потужності) і неритмічності дії в часі, тому використання сонячної енергії можливе тільки

в певних районах: на півдні України, в Середній Азії, Казахстані. Основний напрямок робіт, експериментально реалізуються в останні роки - децентралізоване тепlopостачання окремих будівель.

Крім зазначених основних видів енергії для тепlopостачання може використовуватися і низькотемпературне тепло (природне і штучне) будь-яких середовищ (повітря, води, ґрунту та ін.) за допомогою теплових насосів. Останні підвищують низькотемпературний потенціал середовища до рівня, необхідного для тепlopостачання, витрачаючи при цьому деяку кількість електричної, теплової або іншої енергії.

РОЗДІЛ 2 ТЕПЛОВІ СХЕМИ КОТЕЛЬНІ

2.1 Класифікація котелень

Котельні систем централізованого теплопостачання діляться на районні, квартальні, групові та котельні підприємств. Перші призначені для постачання теплотою всіх споживачів району житлової забудови або промислового вузла і входять до складу підприємств об'єднаних котелень і теплових мереж, другі і треті - для теплопостачання одного або декількох кварталів, групи житлових будинків або громадських будівель і проектується при незначній щільності теплових навантажень, входячи до складу підприємств об'єднаних котелень і теплових мереж. Котельні підприємства - це котельні, які є на промислових підприємствах і служать для теплопостачання цих підприємств, їх житлових фондів, а також інших промислових підприємств, передбачених схемою теплопостачання в порядку кооперування.

Залежно від характеру теплових навантажень районні котельні і котельні підприємств поділяються на:

- промислові, які використовуються для технологічного постачання паром або гарячою водою промислових підприємств;
- опалювальні, призначені для забезпечення опалення, вентиляції та гарячого водопостачання;
- промислово-опалювальні, які застосовуються для технологічного теплопостачання та постачання теплотою систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання промислових підприємств, житлових і громадських будівель.

Квартальні та групові котельні, як правило, опалювальні.

Котельні всіх типів класифікуються за такими ознаками:

- 1) за типом використовуваних котлів (парові; водогрійні; пароводогрійні - з паровими і водогрійними котлами);
- 2) за видом спалюваного палива (котельні, що працюють на газоподібному, рідкому або твердому паливі);
- 3) за виглядом теплоносія і схеми відпустки теплоти (котельні, які виробляють пар з поверненням або без повернення конденсату; котельні, які відпускають теплоту гарячої води при закритій або відкритій системі теплопостачання; котельні, які відпускають пар і теплоту гарячої води по перерахованих схемах в їх різних поєднаннях);

- 4) за способом розміщення на генеральному плані (вбудовані, прибудовані, відокремлені)
- 5) по технологічній структурі (блочні, неблочні);
- 6) щодо компонування обладнання (закриті, напіввідкриті і відкриті);
- 7) по режиму роботи (базові районні; пікові, які працюють спільно з ТЕЦ).

2.2 Загальні відомості про теплові схеми котелень

Теплова схема котельні - це умовне графічне зображення її основного та допоміжного обладнання, яке об'єднується лініями трубопроводів для робочих середовищ. Розрізняють принципову, розгорнуту і робочу (монтажну) теплові схеми котельні.

На принциповій тепловій схемі котельні вказують тільки її головне устаткування (котлоагрегати, підігрівачі, деаератори, насоси) та основні трубопроводи без арматури, різноманітних допоміжних пристроїв і другорядних трубопроводів, а також без уточнення кількості і розташування обладнання.

Розгорнута теплова схема котельні містить все обладнання, яке в ній встановлюється, а також всі трубопроводи, які з'єднують обладнання, з запірною і регулюючою арматурою. Якщо об'єднати в розгорнутій тепловій схемі всі елементи і обладнання котельні при великій їх кількості важко, то цю схему поділяють на частини згідно технологічного процесу.

Робочу (монтажну) теплову схему котельні зазвичай подають в ортогональному, а її окремі складні вузли - іноді в аксонометричному зображенні з зазначенням відміток розташування трубопроводів та їх нахилу, арматури, кріплень, розмірів і т.д. Наводяться всі необхідні відомості про марку сталі або матеріалу, з якого виконаний той чи інший вузол, способи його з'єднання із суміжними деталями, їх масу або масу всього блоку, тобто складається специфікація всіх елементів, що входять в теплову схему котельні.

Розгорнута і робоча (монтажна) теплові схеми котелень можуть бути складені тільки після розробки її принципової теплової схеми і виконання розрахунків, на підставі яких обирається обладнання котельні.

РОЗДІЛ 3 ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРИЧНІ СТАНЦІЇ

3.1 Класифікація електричних станцій

Електричною станцією називається комплекс обладнання та пристроїв, призначених для перетворення енергії природного джерела в електричну енергію і тепло. Електричні станції класифікують за такими ознаками:

1. По виду використовуваної природної енергії:

а) гідроелектростанції (ГЕС) - електрична енергія виробляється за рахунок механічної енергії води річок;

б) теплові електричні станції (ТЕС), що використовують органічне паливо;

в) атомні електростанції (АЕС), що використовують атомну енергію.

2. По виду енергії, що відпускається:

а) конденсаційні теплові електричні станції (КЕС) (рис.3.1), які відпускають тільки електричну енергію;

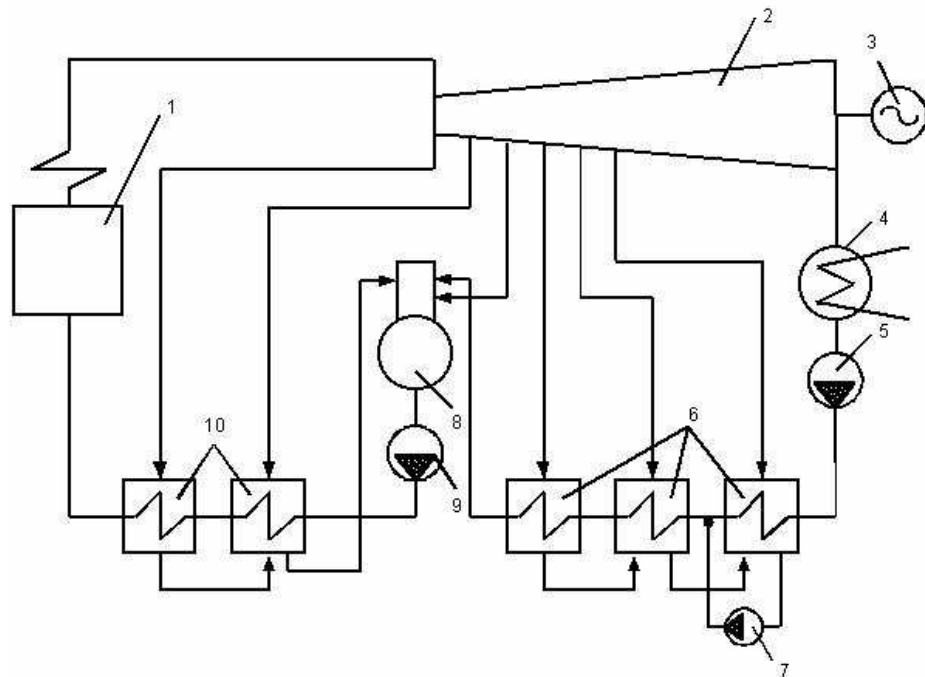


Рис.3.1 - Теплова схема паротурбінної конденсаційної установки

1 - паровий котел, 2 - турбіна, 3 - електрогенератор, 4 – конденсатор, 5 - конденсатний насос, 6 - підігрівач низького тиску, 7 - дренажний насос, 8 – деаератор, 9 - живильний насос, 10 - підігрівач високого тиску.

б) ТЕЦ - теплові електростанції, які відпускають електричну та теплову енергію. Теплова енергія відпускається у вигляді відпрацьованої пари або газу теплового двигуна.

3. По виду теплового двигуна:

а) електростанції з паровими турбінами - паротурбінні ТЕС (основний вид ТЕС);

б) електростанції з газовими турбінами - газотурбінні ТЕС;

в) електростанції з парогазовими установками - парогазові ТЕС;

г) електростанції з двигунами внутрішнього згорання - ДЕС.

4. За призначенням:

а) районні електростанції загального користування: конденсаційні електростанції – ГРЕС; теплоелектроцентралі - ТЕЦ; комунальні електростанції;

б) промислові електростанції, що входять до складу виробничих підприємств. Паротурбінні електростанції поділяють за такими ознаками (умовно, оскільки параметри пари і потужності агрегатів і ТЕС ростуть):

1) за потужністю агрегатів: малої потужності з агрегатами до 100 МВт; середньої - 100-1000 МВт; великої - більше 1000 МВт;

2) по тиску свіжої пари: низького тиску - до 30 кгс/см²; середнього - 30-90 кгс/см²; високого - 90-245 кгс/см²; надкритичного - 245 кгс/см² ($P_{кр}=225,5 \text{ кгс/см}^2$ (22,12 МПа), $t_{кр} = 374,16^{\circ}\text{C}$);

3) за схемою з'єднань парогенераторів і турбоагрегатів ТЕС:

а) блокові електростанції, коли кожен турбоагрегат приєднується до одного або двох певних парогенераторів (при потужності турбоагрегатів 150 МВт і вище);

б) блокові електростанції з поперечними зв'язками, коли всі парогенератори і турбіни приєднані до загальних парових магістралей;

4) за типом компонування обладнання та будівлі: ТЕС закритого, відкритого та напіввідкритого типу.

Теплові електростанції зазвичай працюють спільно з іншими електростанціями. Енергосистемою називають сукупність електростанцій і підстанцій, які з'єднані між собою лініями електропередачі та мають загальне централізоване управління. Промисловими називаються електростанції, призначені в основному для енергопостачання підприємств та прилеглих до них районів, для них характерно:

1) двосторонній зв'язок електростанції з основними технологічними агрегатами (ТЕС є джерелами електроенергії та тепла для підприємств і споживачами горючих відходів виробництва та вторинних енергоресурсів);

2) об'єднання ряду пристроїв електростанції та підприємства в єдину систему (паливне господарство, система водопостачання, транспортні пристрої, ремонтні майстерні та ін.);

3) наявність на ряді електростанцій парових турбін для приводу нагнітачів повітря і кисню. Потужні турбокомпресори (до 32 МВт), призначені для подачі стисненого повітря в доменні печі (ТЕЦ металургійних, машинобудівних і хімічних заводів), які в цих випадках називають пароповітрядувними станціями (ППС) або ТЕЦ-ППС.

3.2 Комбіноване вироблення тепла та електричної енергії

У конденсаційній паровій турбіні відпрацьований пар надходить в конденсатор, де конденсується і віддає приховану теплоту пароутворення охолоджуючій воді. Ця теплота становить 55-65% підведеної в котлі теплоти, марно втрачається, оскільки температура охолоджуючої води, на виході з конденсатора лише трохи (на 10-15°C) перевищує атмосферну. У той же час для побутових і технологічних потреб (наприклад, для опалення будівель, підігріву та сушіння матеріалів) потрібна порівняно невисока температура теплоносія (100-150°C), яким може служити пар, відпрацьований в турбіні до тиску, необхідного для теплового споживача. У цьому випадку може бути повністю використана теплота конденсації відпрацьованої пари в технологічних апаратах для нагріву води або сушіння матеріалів, а конденсат повернутий в цикл турбінної установки. Таким чином, одночасне вироблення електричної енергії і теплоти в одній і тій ж теплосилової установці вигідніше роздільного. У цьому легко переконатися, якщо порівняти ідеальні теплові цикли в TS-діаграмі для конденсаційної турбіни і турбіни з протитиском.

В конденсаційній турбіні теплота відпрацьованої пари, еквівалентна площі фігури $1ae21$ (рис.3.2), повністю втрачається, оскільки вона відводиться з охолоджувальною водою. У турбіні ж з підвищеним тиском відпрацьованої пари (з протитиском), яка одночасно з виробленням електроенергії обслуговує і

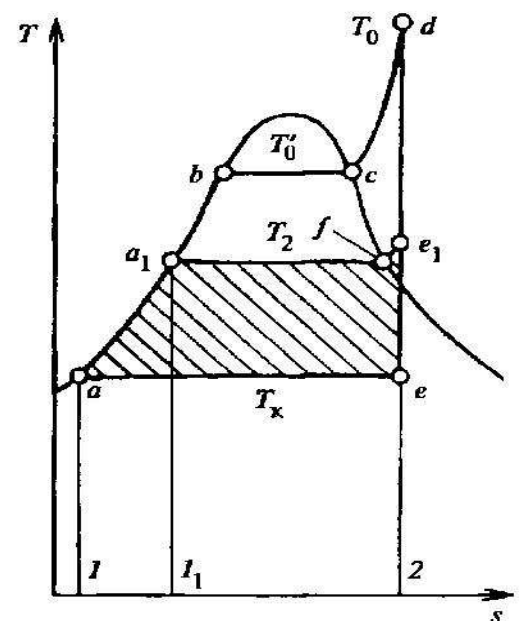


Рис. 3.2 - TS-діаграма теплового процесу конденсаційної турбіни

теплових споживачів, майже вся теплота відпрацьованої пари, еквівалентна площі фігури *11ale121*, може бути використана для задоволення потреб теплових споживачів. Комбіноване вироблення на теплових електричних станціях електроенергії та теплоти для побутових і технологічних потреб за рахунок відбору та використання відпрацьованої пари на базі централізованого теплопостачання називається теплофікацією.

Теплофікація є одним з найважливіших методів зниження питомої витрати палива на теплових електростанціях. Тому в даний час близько 50 % електроенергії виробляється на ТЕЦ, тобто на станціях, де здійснюється комбіноване вироблення тепла та електроенергії. Для покриття ж всієї потреби в електроенергії необхідно окрім теплофікаційних турбін мати конденсаційні турбіни.

3.3 Порівняння комбінованого і роздільного вироблення електричної та теплової енергії

Комбіноване вироблення електричної та теплової енергії забезпечує зменшення витрати палива. Однак при малій річній тривалості теплового споживання і дешевому паливі економічним може бути роздільне виробництво електричної енергії і тепла. Це коли, електроенергія виробляється конденсаційним шляхом, а теплота відпускається з котельні низького тиску (КНТ) (рис.3.3).

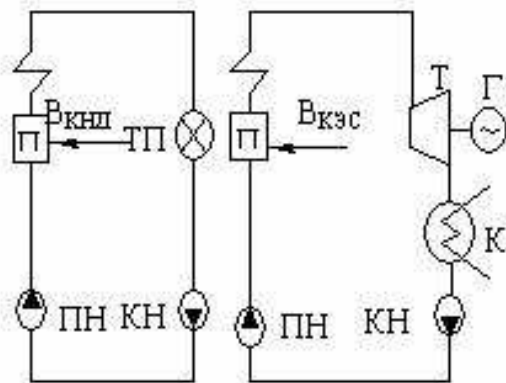


Рис. 3.3 – Схема роздільного вироблення електричної та теплової енергії

Порівняємо витрати палива (основні техніко-економічні показники) на ТЕЦ і роздільну установку (РУ). Загальні витрати палива на роздільну установку B_{py} і на ТЕЦ $B_{ТЕЦ}$

$$B_{py} = B_{КЕС} + B_{КНТ} \quad (3.1)$$

$$B_{ТЕЦ} = B_E + B_T \quad (3.2)$$

Або, висловлюючи B_{py} і $B_{ТЕЦ}$ через питомі витрати палива, отримаємо

$$B_{py} = b_{КЕС} (N_K + N_T) + B_{КНТ} \quad (3.3)$$

$$B_{ТЕЦ} = (b_e^p \cdot N_T + b_e^k \cdot N_K) + B_c^T \quad (3.4)$$

Тут N_T , N_K - відповідно потужність пара, що йде у відбір і через всю турбіну в конденсатор; b_e^p - питома витрата палива, пов'язана з відбором пари; $b_e^k \approx b_{КЕС}$ і беручи $B_c^T \approx B_{КНТ}$, отримаємо

$$\Delta B = B_{PV} - B \approx (b_{КЕС} - b_e^p) \cdot N_T, \quad (3.5)$$

де індекс «р» означає протилежний тиск, N_T - потужність відбору пари на теплофікацію. Співвідношення (3.5) дозволяє визначити економію палива завдяки теплофікації. Питома економія умовного палива, кг/ГДж визначається за формулою:

$$\Delta b = \frac{\Delta B}{Q_T} = (b_{КЕС} - b_e^p) \cdot E_T \quad (3.6)$$

або

$$\Delta b = 0.15 \cdot \bar{E}_T, \quad (3.7)$$

де E_T - питома вироблення електроенергії на тепловому споживанні.

Беручи $E_T = 50 - 100$ кВт • год /ГДж, отримуємо $b = 7,5 - 22,5$ кг/ГДж (в середньому $b = 15$ кг/ГДж). Формула (3.7) наочно показує залежність ефективності теплофікації від енергетичної досконалості вироблення електроенергії на тепловому споживанні, тобто від параметрів пари і ККД турбіни і ТЕЦ. При відпуску теплоти $Q_T = 10^6$ ГДж економія умовного палива за рахунок теплофікації $B \sim 15\,000$ т.

3.4 Принципові теплові схеми ТЕЦ на органічному паливі

ТЕЦ мають високі енергетичні показники в порівнянні з КЕС, оскільки частина теплоти, відпрацьованого в турбіні пара, використовується у зовнішнього споживача. При повному використанні теплоти відпрацьованого в турбіні пара втрати тепла в холодному джерелі відсутні (турбіни з протитиском), а при частковому - в холодному джерелі (конденсаторі) втрачається менше тепла, ніж на КЕС.

ТЕЦ можуть мати турбіни з протитиском (рис.3.4) або конденсаційні з регульованими відборами пара (рис.3.5).

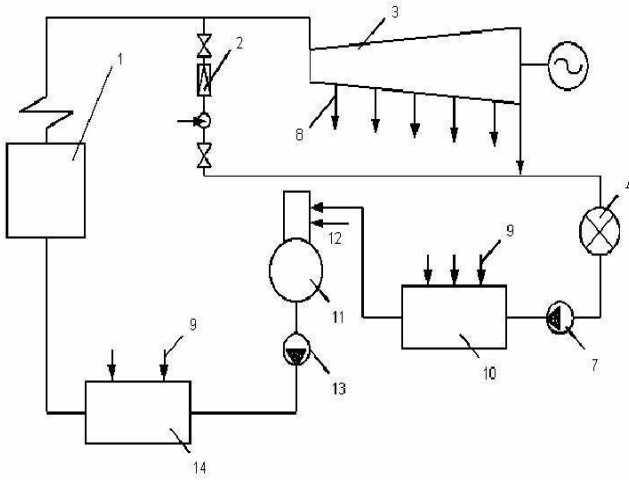


Рис.3.4 - Схема ТЕЦ на органічному паливі з турбіною з протитиском

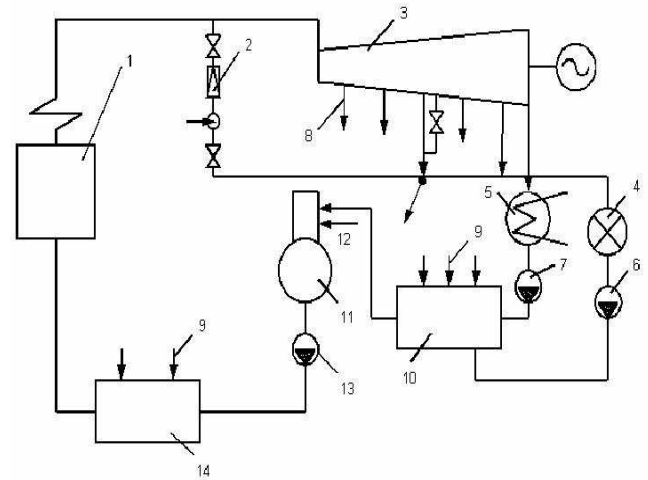


Рис.3.5 - Схема ТЕЦ на органічному паливі з турбіною з регульованим відбором пара

Умовні позначення на рис.3.4 та рис.3.5: 1 - паровий котел, 2 - РОУ, 3 - турбоагрегат, 4 - тепловий споживач, 5 - конденсатор, 6 - насос зворотного конденсату, 7 - конденсатний насос, 8 - пар з відборів; 9,12 - пар на регенеративний підігрів і в деаератор; 10, 14 - регенеративні підігрівачі низького і високого тиску; 13 - живильний насос

У схемах з турбінами з протитиском (типу Р) (рис.3.4) весь відпрацьований пар подається тепловому споживачу, тому існує пряма залежність між вироблюваною електричною енергією і витратою цього пара. При знижених електричних навантаженнях частина пара пропускається крізь турбіни через редуційно-охолоджувальний пристрій (РОУ) при високих електричних навантаженнях і невеликій потребі в парі у теплового споживача відсутня електроенергія виробляється на електростанціях з турбінами конденсаційного типу. Таким чином, установка використовується досить ефективно тільки у випадку, коли вона розрахована на ту частину теплового навантаження, яка зберігається протягом більшої частини року. Тиск пари за турбіною вибирається на вимогу споживача.

На установках з турбінами з регульованими відборами (рис.3.5), вироблення електричної енергії і відпустка тепла можуть змінюватися в досить широких межах незалежно один від одного. При цьому повна номінальна електрична потужність досягається за відсутності теплового навантаження. Турбіни такого типу мають зазвичай один, два або навіть три регульовані відбори. При одному регульованому відборі пар, який відводиться від турбіни, може надходити на виробничі потреби (турбіни типу

П) або на теплофікацію (турбіни типу Т). При двох регульованих відборах або обидва відбори є теплофікаційними (турбіни типу Т), або один з них є виробничим, а інший - теплофікаційним (турбіни типу ПТ). Є також установки з одним виробничим і двома теплофікаційними відборами.

Робочі процеси пара в турбінах з протитиском або регульованими відборами якісно не відрізняються від процесів у турбінах КЕС. Однак на установках з протитиском робочий процес може закінчуватися на i,s -діаграмі до прикордонної кривої (в області слабо перегрітої пари). Початкові параметри пари на установках ТЕЦ приймаються зазвичай такими ж, що й на конденсаційних, але якщо на КЕС при початковому тиску 12,7 МПа завжди застосовується цикл з проміжним перегрівом пари, то на ТЕЦ такий цикл при цьому значенні p_0 застосовується тільки на установках потужністю 180 МВт (з турбінами теплофікаційного типу Т-130-180) і при високому тиску $p_0=23,5$ МПа на установках потужністю 250 МВт (з турбінами теплофікаційного типу Т-250-240).

3.5 Методика розрахунку ПТС (принципова теплова схема) ТЕЦ

На відміну від розрахунку принципової теплової схеми КЕС для ПТС ТЕЦ крім електричного навантаження потрібно знати ще й теплове навантаження. Розрахунок ПТС ТЕЦ виконується при максимальних енергетичних навантаженнях. Завданням розрахунку є визначення характеристик обладнання та показників ТЕЦ для декількох типових навантажень (режимів) за річний період. Наприклад, по опалювальному навантаженні такими режимами є наступні:

1. Розрахунковий режим - відповідає найбільшій відпустці (витраті) тепла на опалення з відборів при великому відпуску тепла промисловим споживачам і найбільшій електричній потужності турбогенератора при мінімальному пропуску пари в конденсатор.

2. Режим низької розрахункової температури.

3. Режим проміжних температур зовнішнього повітря і відповідною цим температурам витратою тепла на опалення.

4. Режим мінімальної відпустки тепла на опалення.

5. Режим при зниженому опалювальному навантаженні: тепло відпускається тільки на гаряче водопостачання, при цьому електричне навантаження на турбогенератор дещо знижене за рахунок збільшення навантаження, наприклад, на конденсаційні турбіни. На практиці розрахунок теплової схеми ТЕЦ може виконуватися не по всіх наведених вище варіантах

(режимах роботи). Найбільш важливим є режим роботи ТЕЦ при максимальному тепловому та електричному навантаженні, а також режим, відповідний низькій розрахунковій температурі зовнішнього повітря.

Для розрахункового режиму розрахунок теплової схеми виконується в наступній послідовності:

1. Проводиться побудова в iS - діаграмі процесу розширення пари в турбіні.
2. Складається зведена таблиця параметрів пари і води.
3. Складається рівняння матеріального балансу.
4. З отриманих рівнянь матеріального балансу виділяються шукані і початкові величини.
5. Складаються рівняння теплового балансу елементів ПТС і виділяються величини, що підлягають визначенню. Встановлюється порядок розв'язання рівнянь для визначення необхідних величин.
6. Складається баланс теплофікації турбоустановки з урахуванням допоміжних відборів пари на підігрів повітря, мазуту, підсушування палива та ін.
7. Обчислюються показники турбогенератора і ТЕЦ в цілому по витратах пари, води і їх параметрами, за електричної потужності і за видатками тепла і палива.

РОЗДІЛ 4 ГАЗОТУРБІННІ І ПАРОГАЗОВІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ. АТОМНА ТЕЦ І АТОМНА КОТЕЛЬНЯ

4.1 Схеми і показники газотурбінних установок електростанцій

Газотурбінні електростанції як самостійні енергетичні установки отримали обмежене поширення. Серійні газотурбінні установки (ГТУ) мають невисоку економічність, споживають, як правило, високоякісне паливо (рідке або газоподібне). При невеликих капітальних витратах на будівництво вони характеризуються високою маневреністю, тому в деяких країнах їх використовують, як пікові енергоустановки. ГТУ мають у порівнянні з паровими турбінами підвищені шумові характеристики, що вимагає додаткової звукоізоляції машинного відділення та повітрязабірних пристроїв. Повітряний компресор споживає значну частку (50-60%) внутрішньої потужності газової турбіни. Внаслідок специфічного співвідношення потужностей компресора і газової турбіни діапазон зміни електричного навантаження ГТУ невеликий. Одинична потужність встановлених газових турбін не перевищує 100-150 МВт, що значно менше необхідної одиничної потужності великих енергоблоків. Більшість сучасних ГТУ працюють за схемою безперервного згоряння палива і виконуються по відкритому (розімкнутому) або закритому (замкнутому) циклу залежно від виду палива, що спалюється. У ГТУ відкритого циклу в якості палива використовується рідке малосірчане газотурбінне паливо або природний газ, які подаються в камеру згоряння (рис.4.1).

Необхідне для згорання палива повітря очищається в комплексному повітроочисному пристрої (фільтрі) і стискається в компресорі до тиску $p=0,6-2,0$ МПа. Для отримання заданої температури газів перед газовою турбіною $t=750-1200^{\circ}\text{C}$ в камері згоряння підтримується потрібний надлишок повітря (2,5-5,0) з урахуванням теоретичної температури горіння палива, виду палива, способу його спалювання та ін. Гарячі гази є робочим тілом в газовій турбіні, вони розширюються, а потім при температурі $t = 450-550^{\circ}\text{C}$ викидаються в димохід.

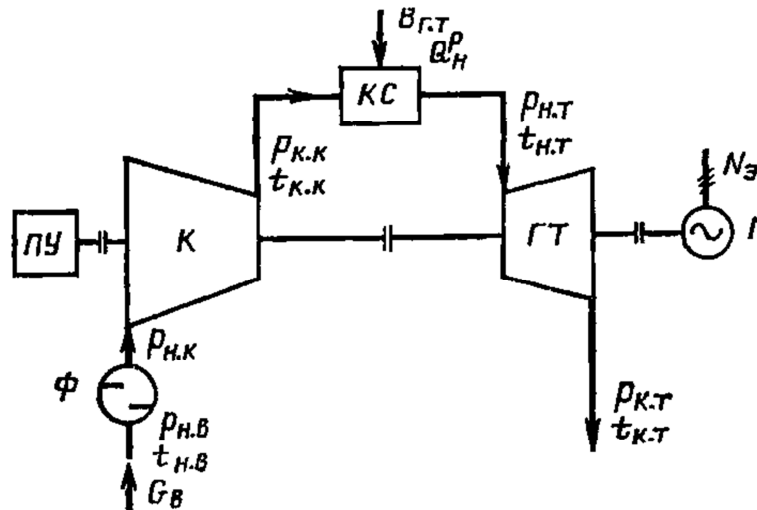


Рис. 4.1 - Принципова теплова схема ГТУ відкритого циклу

Умовні позначення на рис.4.1: К - повітряний компресор; ГТ - газова турбіна; Г- електрогенератор; ПУ- пусковий пристрій; Φ - повітряний фільтр; КС - камера згоряння палива

ГТУ замкнутого циклу (рис.4.2) дозволяють використовувати як тверде, так і рідке паливо з високим вмістом сірки (мазут), що спалюється в камері згоряння, де встановлений підігрівач робочого тіла, зазвичай повітря. Включення в схему повітроохолоджувача зменшує роботу стиснення в компресорі, а регенератор - підвищує економічність ГТУ. Поки не отримали застосування ГТУ замкнутого циклу з іншими робочими тілами (гелій і т.п.). Основні переваги ГТУ для енергосистеми полягають у мобільності.

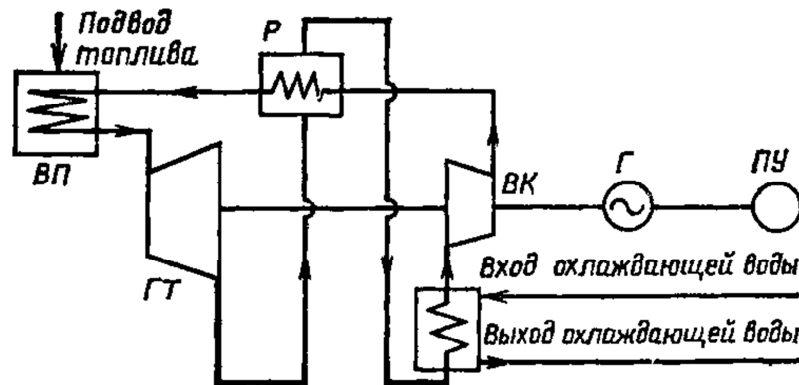


Рис.4.2 - Принципова схема ГТУ замкнутого циклу

Умовні позначення на рис.4.2: ВП – повітряпідігрівач; ГТ - газова турбіна; Р - регенератор; ВК - повітряний компресор; Г - електрогенератор; ПУ - пусковий пристрій.

Залежно від типу установки її час пуску і навантаження становить 5-20 хв. ГТУ характеризуються низькою питомою вартістю (на 50-80 % менше, ніж базові енергоблоки), високим ступенем готовності до пуску, відсутністю потреби в охолоджувальній воді, можливістю швидкого будівництва ТЕС при малих габаритах електростанції і незначному забрудненні навколишнього середовища. Разом з тим ГТУ мають невисокий ККД виробництва електроенергії (28-30%), заводське виготовлення їх складніше, ніж турбін, вони вимагають дорогих і дефіцитних видів палива. Ці обставини визначили і найбільш раціональну область застосування ГТУ в енергосистемі як пікових і зазвичай автономних установок з використанням встановленої потужності 500-1000 год/рік.

Для таких установок доцільна конструктивна схема у вигляді одновальної ГТУ простого циклу без регенерації або з регенерацією тепла відхідних газів. Така схема характеризується великою простотою і компактністю установки, яка в значній мірі виготовляється і монтується на заводі. Рідке газотурбінне паливо, використовуване для ГТУ, на електростанції піддається фільтрації та промиванню від солей лужних металів. Потім в паливо додають присадку з вмістом магнію для запобігання ванадієвої корозії. За даними експлуатації така підготовка палива сприяє тривалій роботі газових турбін без забруднення і корозії проточної частини. Важливою особливістю газотурбінних установок є залежність їх показників від параметрів зовнішнього повітря, а передусім від його температури. Під її впливом змінюється витрата повітря через компресор, співвідношення внутрішніх потужностей компресора і газової турбіни і в результаті - електрична потужність ГТУ і її ККД. Зниження температури зовнішнього повітря з +40 до -40°C призводить до значного збільшення електричної потужності ГТУ. Для різних початкових температур це збільшення становить 140-160%. Для обмеження зростання потужності ГТУ при зниженні температури зовнішнього повітря та з урахуванням можливості перевантаження електрогенератора доводиться впливати або на температуру газів перед газовою турбіною, зменшуючи витрати палива, або на температуру зовнішнього повітря, підмішуючи невелику кількість газів, що відходять (2-4%) до повітря, що засмоктується компресором. Постійну витрату повітря в діапазоні навантажень 80-100% можна підтримувати також прикриттям вхідного направляючого апарату компресора ГТУ. Підвищення

зовнішньої температури повітря збільшує коефіцієнт надлишку повітря за газовою турбіною і температури відхідних газів сприяє погіршенню енергетичних показників ГТУ. Підвищення атмосферного тиску призводить до збільшення витрати повітря через компресор внаслідок збільшення щільності повітря. З ростом цього тиску в діапазоні 720-800мм.рт.ст. при постійному значенні температури зовнішнього повітря електрична потужність ГТУ зростає приблизно на 10%, тоді як електричний ККД установки залишається практично постійним.

4.2 Парогазові установки електростанцій

Поєднання паротурбінної і газотурбінної установок, які об'єднуються загальним технологічним циклом, називають парогазовою установкою (ПГУ) електростанції. Поєднання цих установок в єдине ціле дозволяє знизити втрати теплоти з газами ГТУ або парового котла, використовувати гази за газовими турбінами, як підігрітого окислювача при спалюванні палива, отримати додаткову потужність за рахунок часткового витіснення регенерації паротурбінних установок і нарешті підвищити ККД парогазової електростанції в порівнянні з паротурбінною і газотурбінною електростанціями.

Застосування ПГУ для сьогоденної енергетики - найбільш ефективний засіб підвищення теплової та загальної економічності електростанцій на органічному паливі. Кращі з діючих ПГУ мають ККД до 46%. Серед різних варіантів ПГУ найбільшого поширення набули такі схеми:

- 1) ПГУ з високонапірним парогенератором (ВПГ);
- 2) ПГУ зі скиданням газів газової турбіни в топку парового котла;
- 3) ПГУ з паровим утилізаційним котлом (КПК);
- 4) напівзалежні ПГУ;
- 5) ПГУ з внутрішньоцикловою газифікацією твердого палива.

ПГУ з високонапірним парогенератором працює на природному газі або на рідкому газотурбінному паливі. Повітряний компресор подає стиснене повітря в кільцевий зазор корпусу ВПГ і в додаткову камеру згоряння ДКС, де його температура підвищується. Гарячі гази після спалювання палива в котельній камері мають тиск 0,6-1,2 МПа залежно від тиску повітря за компресором і використовуються для генерації пари і його перегріву. Після проміжного перегрівача (останньої поверхні нагрівання ВПГ) гази з температурою приблизно 700°C надходять в додаткову камеру згоряння, де догріваються до 900 °C і надходять в газову турбіну. Відпрацьовані в газовій

турбінні гази направляються в триступеневий газо-водяний економайзер, де вони охолоджуються живильною водою і основним конденсатом парової турбіни. Таке підключення економайзерів забезпечує постійну температуру відхідних газів 120-140°C перед їх виходом в димохід. Разом з тим в такій ПГУ відбувається часткове витіснення регенерації і збільшення потужності паротурбінної установки. Високонапірний парогенератор є спільною камерою згоряння палива для паротурбінної і для газотурбінної установки. Особливістю такої ПГУ є те, що надлишковий тиск газів у схемі дозволяє не встановлювати димососи, а повітряний компресор замінює дуттьовий вентилятор; відпадає необхідність у повітряпідігрівачі. Пар з ВПГ направляється в двигуни установки, що мають звичайну теплову схему. Істотною перевагою даної установки є зменшення габаритів і масових показників ВПГ, що працює при тиску в газовому тракті 0,6-1,2 МПа. Високонапірний парогенератор повністю виготовляється в заводських умовах. Відповідно до вимог транспортування паропродуктивність одного корпусу ВПГ не перевищує 350 000 кг/год. ПГУ з ВПГ доцільно застосовувати при помірних температурах газів перед ГТУ. Із збільшенням цієї температури зменшується частка теплоти, яка передається газами поверхні нагрівання високонапірного парогенератора. Автономна робота парового ступеня ПГУ з ВПГ неможлива, що є недоліком цієї схеми, що вимагає однакової надійності газотурбінної установки, парової турбіни, котла. Використання ПГУ з ВПГ перспективно в схемах з внутрішньоцикловою газифікацією вугілля.

ПГУ зі скиданням газів газової турбіни в топку парового котла характеризуються тим, що відхідні гази газової турбіни є високо підігрітими (450-550°C) забаластованим окислювачем з вмістом кисню 14-16%. З цієї причини їх доцільно використовувати для спалювання основної маси палива в паровому котлі. Котел поставляється без повітропідігрівача і може працювати як «під наддувом», так і з урівноваженою тягою. Для цього в схемі передбачені димососи. Дана схема ПГУ дозволяє працювати в трьох різних режимах: режим ПГУ та режими автономної роботи газового і парового ступенів. Основним є режим роботи установки по парогазовому циклу. Відхідні гази газової турбіни (в її камері згоряння спалюється рідке газотурбінне паливо) подаються в основні пальники котла. У пальник надходить і підігріте в калорифері, бракуюче для процесу горіння, повітря, що нагнітається вентилятором додаткового повітря. Відхідні гази парового котла охолоджуються в економайзерах високого і низького тиску і потім направляються в димохід. У зв'язку з цим регенеративні відбори парової

турбіни частково розвантажені, а тиск пари в її проточній частині дещо зростає; збільшений пропуск пари в конденсатор турбіни.

При автономній роботі парового щаблю повітря, необхідного для спалювання палива в котлі, подається дуттьовим вентилятором в калорифери, де нагрівається до 180°C і потім прямує в пальники. Паровий котел працює під розрідженням, створюваним димососами, при автономній роботі газового щаблю відхідні гази направляються в трубу. З підвищенням температури газів перед газовою турбіною ПГУ і при нижчому ступені стиснення повітря в компресорі вміст кисню у вихідних газах газової турбіни зменшується, що вимагає подачі додаткової кількості повітря. Це призводить до збільшення обсягу газів, що проходить конвективні поверхні нагрівання парового котла, а також зростання втрат теплоти з газами. Зростає і витрата електроенергії на привід дуттьового вентилятора.

При спалюванні в котлі твердого палива підігріте повітря використовується в системі пилоприготування. Парогазові електростанції подібного типу широко поширені за кордоном (США, Англія та ін). Перевага ПГУ цього типу полягає в тому, що використовується паровий котел звичайної конструкції, в якому можливо застосування будь-якого виду палива, зокрема твердого. У камері згоряння ГТУ спалюють не більше 15-20% необхідного для всієї ПГУ палива, що зменшує споживання його дефіцитних сортів. Пуск таких ПГУ зазвичай починають з пуску ГТУ, використання теплоти відхідних газів якої дозволяє підняти в паровому котлі параметри пари і скоротити кількість палива, що витрачається на пуск паротурбінного обладнання. ПГУ з утилізаційними паровими котлами дозволяють використовувати відхідні гази газових турбін для генерації пари. На таких установках можлива реалізація чисто бінарного циклу без додаткового спалювання палива з отриманням пара низьких параметрів. Для таких установок характерне використання тільки високоякісного органічного палива, головним чином природного газу. Для роботи ПГУ на резервному рідкому газотурбінному паливі необхідно передбачити в тепловій схемі додатковий підігрів води до $130-140^{\circ}\text{C}$, щоб уникнути корозії хвостових поверхонь нагріву. Такий режим роботи виявився менш економічним. ПГУ з утилізаційними паровими котлами мають високу маневреність. Вони розраховані приблизно на 160 пусків на рік; час пуску після простою в 6-8 годин - 60 хв, а після зупинки на 40-48 год - 120 хв. При розвантаженні ПГУ перш зменшують навантаження газотурбінних агрегатів зі 100 до 80 % прикриттям вхідних напрямних апаратів компресорів. Подальше зниження навантаження проводять зменшенням витрати палива, що спалюється в

пальниках ПК, зниженням паропродуктивності останнього із збереженням температури газів перед газовими турбінами. Поєднання газотурбінних і паротурбінних установок з використанням типового серійного обладнання здійснюється в напівзалежних парогазових установках. Вони призначаються для використання при настанні піків графіка електричного навантаження і припускають повне або часткове відключення підігрівачів високого тиску по пару. У результаті його пропуск через проточну частину парової турбіни підвищується і реалізується приріст потужності парового ступеня приблизно на 10-11%. Зниження температури живильної води компенсується її додатковим підігрівом в газоводяному економайзері газами газової турбіни. Температура газів, що відходять з ГТУ знижується при цьому приблизно до 190°C. Сумарний приріст пікової потужності з урахуванням роботи ГТУ становить 35-45% базової потужності паротурбінного блоку. Питома витрата умовного палива близька до витрати при автономній роботі цього блоку.

Розглянуті схеми ПГУ припускають часткове або повне використання високоякісного органічного палива (природного газу або рідкого газотурбінного палива), що гальмує їх широке впровадження. Значний інтерес представляють різні схеми парогазових установок з високонапірними парогенераторами і внутрішньоцикловою газифікацією твердого палива, що дозволяє перевести парогазові установки цілком на вугілля. Заздалегідь подрібнене вугілля (3-10мм) подається для підсушування в сушарку і через окислювач (для запобігання шлакуванню) в газогенератор. Один з варіантів схеми - газифікація вугілля в газогенераторі з «киплячим» шаром на пароповітряне дуття. Газифікація палива забезпечується подачею в газогенератор повітря після дотискання компресора і пара з «холодної» нитки проміжного перегріву. Повітря для газифікації в кількості $\approx 3,2$ кг на 1 кг вугілля послідовно стискається і дотискається в компресорах (тиск підвищується на 10%) і після змішування з паром надходить в газогенератор. Газифікація вугілля відбувається при температурі, близької до 1000°C. Генераторний газ охолоджується, віддаючи свою теплоту робочому тілу паротурбінної частини, потім очищається від механічних домішок і сірковмісних сполук і після розширення в розширювальній газовій турбіні надходить в високонапірний парогенератор і його додаткову камеру згоряння для спалювання. Інша частина теплової схеми збігається зі схемою звичайного ПГУ з ВПГ. Парогазові установки отримали достатньо широке застосування в США, Японії, Франції та ін.

У ПГУ в основному спалюється природний газ та рідке паливо різних видів. Впровадженню ПГУ сприяла поява потужних ГТУ (70-100 МВт) з

початковою температурою газів 900-1100°C. Це дозволило застосувати ПГУ з утилізаційними паровими котлами барабанного типу з примусовою циркуляцією середовища і тиском пари 4-9 МПа в залежності від того, проводиться в них додаткове спалювання палива чи ні. Крім ПГУ з утилізаційними котлами в деяких країнах застосовують ПГУ зі скиданням газів ГТУ в топку пиловугільного котла. Кращі зарубіжні ПГУ працюють з ККД нетто 46-49%, вони практично повністю автоматизовані.

4.3 Типи ядерних енергетичних установок

Ядерна енергетична установка являє собою комплекс апаратів, систем, пристроїв і механізмів, призначених для перетворення ядерної енергії, що звільняється в результаті спалювання ядерного палива, в електричну, механічну або теплову енергію. ЯЕУ складається з двох частин: реакторної установки, в якій в результаті поділу подільних нуклідів в ядерному паливі виділяється теплота і передається робочому тілу (речовина здійснює роботу, що перетворює теплоту у механічну енергію) і турбінної установки (турбогенератора), в якій теплова енергія робочого тіла перетворюється в механічну (і електричну). Залежно від виду робочого тіла (водяна пара або газ) турбінна установка називається паротурбінною (ПТУ) або газотурбінною (ГТУ). На АЕС робочим тілом є тільки водяна пара (газотурбінні установки поки не знайшли поширення на АЕС). Реакторну установку, призначену для отримання водяної пари в якості робочого тіла, називають ядерною паропродуктивною установкою (ЯППУ). У загальному випадку ЯППУ включає в себе ядерний енергетичний реактор з системою управління та захисту та первинним біологічним захистом, контур циркуляції теплоносія разом зі своїм устаткуванням, парогенератори та допоміжні системи і пристрої, а також вторинний біологічний захист. В даний час ЯЕУ використовуються головним чином на конденсаційних АЕС. Останнім часом розпочато практичне використання ЯЕУ на атомних теплоелектроцентралях (АТЕЦ), де виробіток електроенергії поєднується з виробленням тепла для потреб теплофікації, і на АСТ, де виробляється тільки низькопотенційна теплота для опалення. Важливим перспективним напрямком використання ЯЕУ є застосування ЯЕУ з високотемпературним газоохолоджувальним ядерним реактором для виробництва високотемпературної теплоти.

4.4 Особливості ядерних енергетичних установок

За принципом роботи ЯЕУ або АЕС нічим не відрізняється від звичайної теплоенергетичної установки або ТЕС на органічному паливі. Головна відмінність АЕС від ТЕС полягає в тому, що на АЕС джерелом тепла є не паровий котел, в якому в процесі горіння органічного палива хімічна енергія перетворюється на теплоту, а ядерний енергетичний реактор, де в процесі ділення ядер ^{235}U або ^{239}Pu відбувається перетворення ядерної енергії в теплову. Цим визначаються основні особливості ЯЕУ, серед яких перш за все відзначимо наступні:

1. Надзвичайно високу калорійність ядерного палива, в результаті чого на АЕС витрачається палива набагато менше, ніж на ТЕС. Наприклад, ТЕС електричною потужністю 1000 МВт, що працює на кам'яному вугіллі Екібастузського басейну, споживає щодоби близько 12500 т вугілля, а АЕС тієї ж електричної потужності з реактором ВВЕР-1000 - близько 80 кг низькозбагаченого урану. Внаслідок високої калорійності ядерного палива виробництво його з уранових руд з концентрацією урану більше 0,1 % істотно дешевше видобутку вугілля, нафти і газу, а обсяг перевезень ядерного палива, включаючи перевезення відпрацьованого радіоактивного палива, виявляється значно менше, що вимагає істотно менших витрат, ніж перевезення органічного палива для ТЕС. При цьому паливне господарство на АЕС набагато менше, ніж на ТЕС. Тому АЕС, АТЕЦ і АСТ можна розміщувати поблизу місць споживання енергії, що істотно полегшує вирішення проблеми енергозабезпечення промислових центрів, віддалених від паливодобуваючих районів.

2. Неможливість повного «спалювання» усіх подільних нуклідів за один цикл перебування ядерного палива в реакторі. «Спалюється» тільки та частина нуклідів, які діляться, що перевищує критичне завантаження. У цьому полягає принципова відмінність використання ядерного палива на АЕС в порівнянні з використанням органічного палива на ТЕС. Ця відмінність суттєво впливає на економіку АЕС.

3. Можливість часткового, а в реакторах на швидких нейтронах розширеного відтворення подільних нуклідів, наприклад ізотопів плутонію ^{239}Pu і ^{241}Pu . При цьому значна їх частина безпосередньо ділиться в реакторі, підвищуючи паливний баланс і збільшуючи вигорання первинного палива. Інша частина накопичується у відпрацьованому паливі. Тому завжди є можливість отримання додаткового ядерного палива з відтворюючих

нуклідів, що підвищує ступінь використання природного палива в 30-40 разів і більше (при розширеному відтворенні).

4. Істотно менше, ніж ТЕС тієї ж потужності, дія АЕС на навколишнє середовище, оскільки «спалювання» ядерного палива в реакторі відбувається без окислювачів. У той же час на ТЕС при спалюванні органічного палива відбувається майже трикратне (за масою) споживання атмосферного кисню з безперервним викидом в атмосферу продуктів згоряння - димових газів, які містять токсичні оксиди сірки та азоту, метали і золу (при спалюванні вугілля). Тому, для того, щоб знизити шкідливий вплив ТЕС на навколишнє середовище, потрібно спорудження спеціальних захисних установок, вартість яких може досягати 25% загальних витрат на будівництво ТЕС.

5. Утворення великої кількості високорадіоактивних продуктів поділу і пов'язане з цим тривале залишкове тепловиділення в активній зоні після зупинки реактора, наявність потужного іонізуючого випромінювання, що викликає сильну наведену радіоактивність матеріалів активної зони і теплоносія, які не повністю локалізуються в межах активної зони, а разом з теплоносієм в деякій мірі поширюються по всьому контуру циркуляції теплоносія, що призводить до необхідності вирішення специфічної проблеми - забезпечення ядерної та радіаційної безпеки АЕС, тобто запобігання опромінення персоналу та радіоактивного забруднення навколишнього середовища вище допустимих норм, використання спеціальних дорогих систем, пристроїв, обладнання, приладів і матеріалів, що не застосовуються на ТЕС. До таких специфічних систем і споруд, зокрема, відносяться: потужний біологічний захист від іонізуючого випромінювання, спеціальні машини для дистанційного завантаження і перевантаження палива, басейни для охолодження і витримки відпрацьованого палива, що вивантажується з реактора, система спеціального очищення теплоносія від радіоактивних продуктів ділення, система спеціальної вентиляції та фільтрації радіоактивних газів, система контролю герметичності ТВЕЛів, пристрої для дезактивації обладнання при ремонтах, пристрої для переробки радіоактивних відходів і сховищ для них і т.д., організація на АЕС спеціальних служб з радіаційного контролю в приміщеннях станції і поза нею, обліку доз іонізуючого випромінювання, одержувана персоналом.

6. Пред'явлення особливих вимог до забезпечення надійного охолодження, викликаних високим тепловим навантаженням активної зони, а також наявністю тривалого залишкового тепловиділення в ТВЕЛах при зупиненому реакторі; необхідність у забезпеченні надійного охолодження

активної зони у всіх експлуатаційних і можливих аварійних режимах (при втраті електроживлення ГЦН), а також малоймовірних аваріях, викликаних миттєвим розривом контуру циркуляції теплоносія. Інакше може статися неприпустиме підвищення температури ТВЕЛів, порушення герметичності оболонок твелів, розплавлення палива і як наслідок інтенсивний вихід радіоактивних продуктів в теплоносії з можливим потраплянням їх у приміщення АЕС, а далі - у навколишнє середовище; необхідність установки додаткових автономних джерел електропостачання (дизель-генераторів, акумуляторних батарей і т.д.), які діють незалежно від зовнішніх джерел електроживлення, і спеціальних систем аварійного охолодження активної зони, а також спеціальних локалізуючих систем, які запобігають поширенню радіоактивних продуктів в навколишнє середовище (наприклад, захисної оболонки, в якій розміщуються реакторна установка і все радіоактивне устаткування АЕС, басейнів барботерів, льодових конденсаторів і т.д.).

7. Труднощі організації ремонтних робіт та заміни обладнання реакторної установки через високу радіоактивність в реакторі і контурі теплоносія, а також залишкового тепловиділення в зупиненому реакторі; необхідність використання дистанційних та автоматизованих пристроїв; можливість більш тривалого простою обладнання, ніж це зазвичай має місце на ТЕС. Звідси необхідне забезпечення підвищеної надійності і безвідмовності роботи систем і обладнання АЕС і відповідно пред'явлення жорстких вимог до якості виготовлення, монтажу та рівня експлуатації обладнання АЕС, ніж обладнання ТЕС.

8. Виникнення специфічної проблеми тривалого та безпечного зберігання високорадіоактивних відходів АЕС, оскільки при роботі АЕС утворюється велика кількість радіоактивних відходів, серед яких радіоактивні нукліди, які зберігають високу активність протягом сотень років і більше. Звідси необхідність проведення інтенсивних розробок за способами поховання таких відходів, серед яких технічно найбільш розроблені методи цементування, бітумування і склування відходів з подальшим похованням їх в підземних сховищах в стабільних геологічних формаціях, де тверді блоки можуть зберігати радіоактивні відходи протягом декількох тисяч років.

9. Необхідність для АЕС з водоохолоджуваними реакторами в значно більшій (у 1,5-2 рази) в порівнянні з ТЕС кількості води для охолодження конденсаторів турбін. Пояснюється це наступними факторами: по-перше, тим, що ККД сучасних АЕС (близько 33%) нижче ККД ТЕС (близько 40%) через використання в турбінах АЕС пара з більш низькими параметрами, ніж в турбінах ТЕС, по-друге, тим, що частина теплоти, що виділяється при

спалюванні органічного палива (близько 15%) надходить через трубу станції безпосередньо в атмосферу разом з газоподібними продуктами згоряння органічного палива, а теплове скидання АЕС в навколишнє середовище відбувається тільки при охолодженні водою конденсаторів турбін. Дана обставина обмежує вибір місць розміщення АЕС поблизу природних водойм, оскільки перевищення температури води в них на 3°C влітку і на 5°C взимку небажано і заборонено в законодавчому порядку. Тому доводиться організовувати оборотну систему водопостачання АЕС, що вимагає додаткових капітальних витрат.

Таким чином, забезпечення безпеки і надійності експлуатації АЕС висуває особливі вимоги, які не мають аналогії у звичайній теплоенергетиці. Їх задоволення в основному і викликає істотне збільшення (в 1,5-2 рази) питомих капітальних вкладень у АЕС у порівнянні із вкладеннями в ТЕС. Однак паливна складова вартості електроенергії, що виробляється АЕС, істотно нижче вартості електроенергії, що виробляється ТЕС, тому АЕС за своїми економічними показниками перевершують ТЕС, причому по впливу на навколишнє середовище вони значно «чистіше», ніж ТЕС.

4.5 Класифікація АТЕЦ

При використанні атомного (ядерного) палива для вироблення тепла на тепlopостачання є певні переваги порівняно із спорудженням великих джерел тепла на органічному паливі: відсутнє забруднення повітряного середовища, не потрібна прокладка залізничних шляхів, за якими постійно підвозиться паливо, виділення великих територій для паливних сховищ, будівництво високих димоходів та ін. Через високу вартість атомного палива і атомних реакторів на сучасному етапі будуються в основному атомні ТЕЦ (АТЕЦ). Атомні котельні (АК) можуть застосовуватися тільки в окремих випадках, коли необхідна велика кількість тепла, наприклад, для опріснення води, або для «допалювання» атомного палива, яке не може бути застосоване на атомних станціях (так як не забезпечує отримання необхідних параметрів пари).

В системі будь-якої теплової електростанції розрізняють теплоносій і робоче тіло. Для атомних станцій робочим тілом (середовищем, що здійснює роботу, яка перетворює теплову енергію в механічну), так само як і для сучасних потужних теплових станцій на органічному паливі, є водяна пара. Вимоги до чистоти робочого тіла настільки високі, що можуть бути задоволені з економічно прийнятними показниками тільки при конденсації

всього пара і поверненні конденсату в цикл. Тому контур робочого тіла для конденсаційних теплових електростанцій завжди замкнений і додаткова вода надходить у нього лише в невеликих кількостях для заповнення витоків і деяких інших втрат конденсату. Те ж відноситься і до теплоелектроцентралей, за винятком тих, на яких встановлені турбіни з протитиском. У цьому випадку пар після турбіни може надходити для виробничих потреб, де іноді використовується безповоротно. Контур робочого тіла виявляється розімкненим, і витрата його повинна повністю заповнюватися за рахунок роботи водоочисної установки.

Проте такі умови для АЕС не характерні. Призначення теплоносія - відводити тепло, що виділилося в реакторі при вивільненні внутрішньоядерної енергії. Для запобігання будь-яких відкладень на тепловиділяючих елементах необхідна досить висока чистота теплоносія, тому для нього також необхідний замкнений контур. Однак існує серйозна причина, через яку контур теплоносія завжди роблять замкнутим: внаслідок проходження через реактор теплоносій активується, а його виток, не кажучи вже про повне скидання (розімкнений цикл), могли б створити серйозну радіаційну небезпеку. Тому основна класифікація атомних станцій залежить від числа контурів на ній. Виділяють АЕС одноконтурні, двоконтурні, повністю двоконтурні і триконтурні.

АТЕЦ, так само як і атомні конденсаційні електричні станції (АЕС), можуть бути виконані по одноконтурних, двоконтурних, повністю двоконтурних і трьохконтурних схемах. При цьому в АТЕЦ необхідно додатково забезпечувати радіаційну безпеку споживачів тепла. Одноконтурна схема АТЕЦ (рис.4.3а) подібна до схеми ТЕЦ на органічному паливі, тільки замість парогенератора (котла) для підігріву робочого тіла (природної води) застосований атомний реактор. Основною перевагою її є простота і менша вартість обладнання. Однак за такої схеми АТЕЦ все обладнання і робоче тіло працюють в радіаційно-активних умовах, тому є підвищена небезпека зараження обслуговуючих приміщень станції і мережної води для теплопостачання при порушенні щільності теплофікаційних теплообмінників.

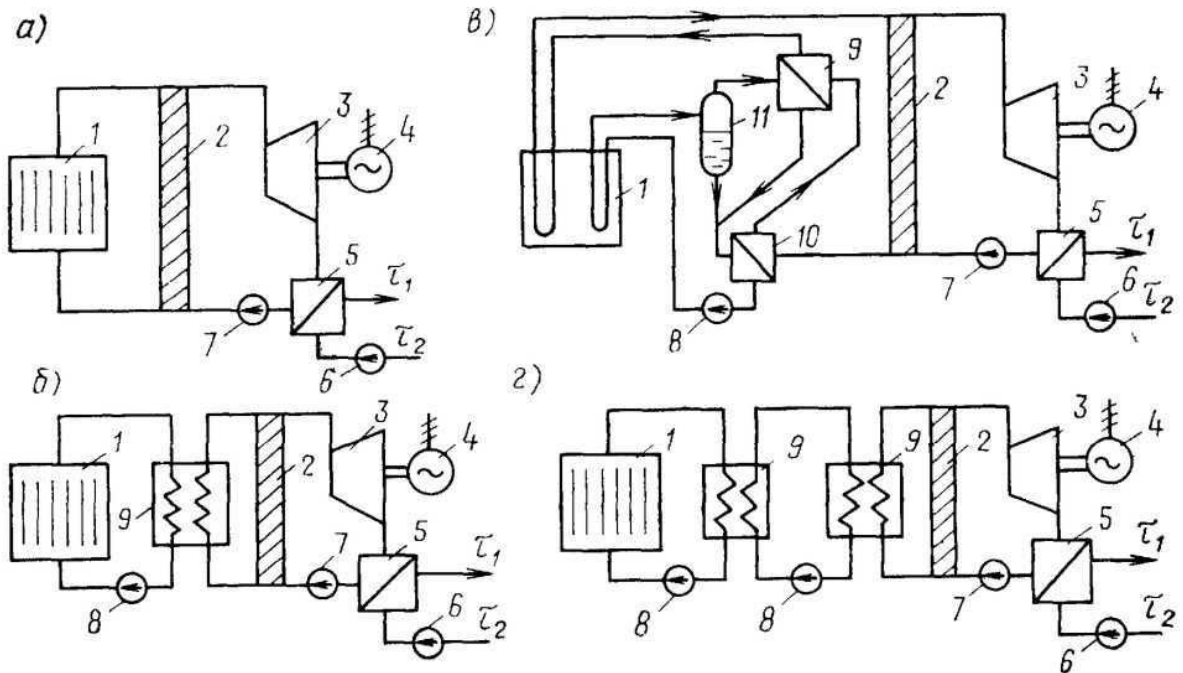


Рис.4.3 – Принципові схеми АТЕЦ

Умовні позначення на рис.4.3: а – одноконтурна схема, б – двоконтурна, в - двоконтурна з перегрівом вторинної пари в атомному реакторі, г – триконтурна. 1 - атомний реактор, 2 - біологічний захист, 3 - турбіна, 4 - електрогенератор, 5 - теплофікаційний підігрівач, 6 - мережевий насос, 7 - живильний насос, 8 - циркуляційний насос, 9 - поверхневий парогенератор, 10 - економайзер, 11 - барабан-випарник

У двоконтурній схемі АТЕЦ (рис.4.3б) для підігріву робочого тіла, використовуваного в турбіні і теплофікаційному теплообміннику, застосовується поверхневий парогенератор (теплообмінник), гріюче середовище (теплоносій) для якого підігрівається вже в атомному реакторі. Радіоактивним є тільки перший контур з теплоносієм, що циркулює через реактор, в другому контурі основне обладнання та теплофікаційний підігрівач працюють за відсутності радіаційної активності. У повністю двоконтурній схемі АТЕЦ (рис.4.3в) робоче тіло (пар) після поверхневого парогенератора надходить у другу групу робочих каналів реактора, де проводиться його перегрів, а потім вже в турбіну. При цьому підвищуються параметри робочого тіла перед турбіною, що призводить до зростання термічного ККД циклу АТЕЦ. Однак за такої схеми АТЕЦ підвищується і радіоактивна небезпека в другому контурі. Дана схема виникла через відмову від здійснення перегріву пари (робочого тіла) в окремому поверхневому

пароперегрівачі, внаслідок чого тиск і температура теплоносія (також пара) в першому контурі вийшли б неприпустимо високими для металів оболонок тепловиділяючих елементів.

У трьохконтурних схемах АТЕЦ (рис.4.3г) підігрів робочого тіла проводиться через теплообмінники від теплоносіїв у двох послідовних самостійних контурах, що забезпечує найбільшу радіаційну безпеку. Основний недолік таких схем - високі капітальні витрати. Радіаційна безпека в двоконтурних і трьохконтурних схемах АТЕЦ досягається також внаслідок поступового підвищення тиску в контурах в напрямку від першого (з реактором) в наступних. При цьому для отримання високих параметрів робочого тіла (пари) як теплоносіїв в першому контурі застосовуються спеціальні рідини, що мають високі температури кипіння при низькому тиску: рідкісні метали (натрій, сплав натрію і калію), органічні рідини або гази (повітря, гелій, аргон, азот).

Крім основної класифікації атомних електростанцій за кількістю контурів можна виділити окремі типи АЕС в залежності від:

- 1) типу реактора - на теплових або швидких нейтронах;
- 2) параметрів і типу парових турбін, наприклад АЕС з турбінами на насиченому або перегрітому парі (одного або двох тисків) і ін.;
- 3) методу перегріву пара - з ядерним перегрівом, «вогненним» перегрівом та ін.;
- 4) параметрів і типу теплоносія - з газовим теплоносієм, теплоносієм «вода під тиском», рідкометалічним і органічним;
- 5) конструктивних особливостей реактора, наприклад, з реакторами каналного або корпусного типу, киплячим з природною або примусовою циркуляцією і ін.;
- б) типу сповільнювача реактора, наприклад з уран-графітовим реактором, важководним сповільнювачем та ін.

В даний час більшість атомних енергетичних реакторів працюють на природному і низько збагаченому атомному паливі, що містить ^{235}U (від 0,7 до 10%) і ^{238}U . Паливо знаходиться в твердому стані в особливих тепловиділяючих елементах (ТВЕЛ), які збираються в касети і розміщуються в твердому або рідкому сповільнювачі швидкості нейтронів, що виділяються при розпаді ^{235}U (графіт, важка і природна вода та ін). При цьому реакція протікає на теплових нейтронах, що мають невелику швидкість (2-4 км/с). Тепло, що виділяється при ядерній реакції в ТВЕЛ, відводиться з активної зони реакторів теплоносієм або робочим тілом, що протікає через касети. Між касетами з ТВЕЛ розміщуються рухливі касети систем управління та

захисту (СУЗ), що містять матеріали, інтенсивно захоплюючи нейтрони: бор, гафній, кадмій тощо. При введенні касет СУЗ в активну зону потужність реактора зменшується, при виводі - збільшується. По мірі вигорання ядерного палива за допомогою перевантажувальних механізмів з реактора вивантажуються відпрацьовані касети ТВЕЛ і на їх місце встановлюються нові.

Залежно від виду та характеристик сповільнювача і теплоносія найбільш перспективні типи реакторів в даний час вважаються: водо-водяні з киплячою водою під тиском (ВК) і графітоводні (АМБ). Економічно доцільно застосовувати АТЕЦ з водо-водяними реакторами, починаючи з теплових навантажень, рівним 1500 Гкал/год, а з графітоводними - 3000 Гкал/год.

У реакторах на теплових нейтронах відбувається «вигорання» ядер ^{235}U і ^{238}U (близько 1%) з утворенням деякої незначної кількості нового ядерного палива - плутонію. Це означає, що основна частина природного урану (близько 99%) практично не використовується. ^{238}U може ефективно використовуватися в так званих реакторах-бридерах (реакторах на швидких нейтронах з швидкістю близько 10 000 км/с). В активну зону таких реакторів завантажуються збагачений плутоній, а в зону відтворення - природний і збіднений уран (^{238}U). Сповільнювач нейтронів відсутній і швидкі нейтрони, які виходять від ділення ядер плутонію, викликають поділ ядер ^{235}U і ^{238}U з отриманням на 1 кг згорілого плутонію приблизно 1,5кг нового палива. Застосування реакторів-бридерів дозволить значно знизити витрати на атомне паливо, оскільки закладене одного разу в реактор паливо служить дуже великий термін. Однак будівництво таких реакторів вимагає великих витрат.

4.6 Використання ЯЕУ для цілей теплофікації

За техніко-економічними оцінками ядерні джерела тепла доцільно будувати для теплопостачання великих міст. Для цього можна використовувати як теплоту, що відбирається від турбін АЕС, так і одноцільові спеціалізовані опалювальні котельні на ядерному паливі (АСТ). При цьому економічно ефективнішим є комбіноване вироблення тепла та електроенергії. У районах, де необхідність в теплоті значно перевищує потребу в електроенергії, вигідно будувати АСТ.

Для АТЕЦ можуть бути використані ЯЕУ з уже освоєними типами реакторів, наприклад ВВЕР і РБМК. АТЕЦ повинні розташовуватися поблизу великих міст, однак виходячи з вимог щодо забезпечення безпеки, їх

доводиться будувати на відстані не менше 25 км від кордону міської забудови, що викликає додаткові витрати на спорудження дорогих теплотрас. Перспективним є створення АТЕЦ з реакторами типу ВК з природною циркуляцією теплоносія і в корпусі з попередньо напруженого залізобетону. У середині корпусу знаходяться парогенератор, сепаратор і компенсатор тиску (інтегральна компоновка), що істотно підвищує безпеку установки і дозволяє розташовувати таку АТЕЦ значно ближче до міської межі. В даний час, насамперед, передбачається використання реакторів типу ВК також з інтегральною компоновкою і природною циркуляцією теплоносія для АСТ, призначених для відпустки низькопотенціальної теплоти на опалення у вигляді гарячої води з температурою не вище 150°C. Для АСТ потрібно було розробити спеціальний реактор з низькими параметрами, що дозволило б різко здешевити і спростити його конструкцію. АСТ для зручності теплопостачання повинні бути розміщені поруч або в межах міської межі. Близькість АСТ до споживачів визначається високою безпекою цих станцій. Вона забезпечується досить прийнятними засобами завдяки низьким параметрам теплоносія в першому контурі. Слід також зазначити, що для АСТ, порівняно з АЕС і АТЕЦ, потрібні мінімальні площі забудови, не потребує великих затрат технічної води, необхідних для охолодження конденсаторів турбін.

На рис.4.4 представлена принципова теплова триконтурна схема атомної котельні. Перший контур складається з гідравлічного тракту активної зони і теплообмінників, вбудованих в корпус реактора і призначених для передачі тепла до теплоносія другого проміжного контуру. Циркуляція в першому контурі здійснюється за рахунок природної конвекції води. У другому контурі циркуляція теплоносія примусова з допомогою насоса. Теплоносій передає тепло в теплофікаційному підігрівачі мережної води, що циркулює в зовнішній тепловій мережі, яка становить третій контур.

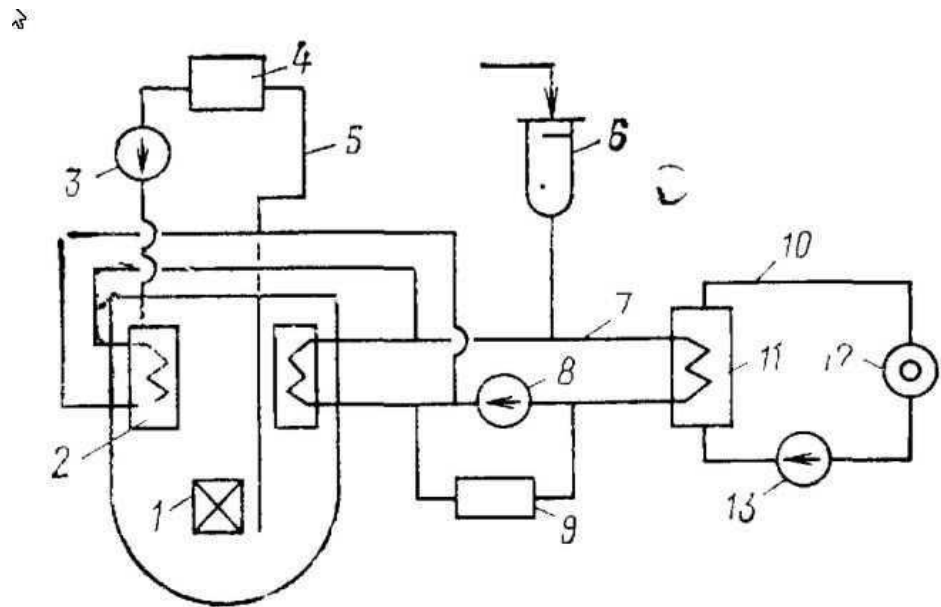


Рис.4.4 - Принципова теплова триконтурна схема атомної котельні

Умовні позначення на рис.4.4: 1 - активна зона реактора, 2 - вбудовані теплообмінники, 3 - насос системи очищення, 4 - фільтр системи очищення, 5 - контур системи очищення, 6 - компенсатор об'єму проміжного контуру, 7 - проміжний контур, 8 - циркуляційний насос, 9 - фільтр системи очищення проміжного контуру, 10 - теплова мережа, 11 - мережевий підігрівач, 12 - тепловий споживач, 13 - мережевий насос.

РОЗДІЛ 5 ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ ТА ЙОГО ЗМІСТ

Спочатку, перш ніж приступити до проектування котелень у замовника отримують технічне завдання.

Технічне завдання на проектування - це документ з проектування котельні, в якому вказується порядок і умови проведення робіт, завдання, етапи виконання, результати та час виконання робіт.

Технічне завдання на проектування представляє з себе основні технічні вимоги, пропоновані для будівництва котелень.

Технічне завдання на проектування котельні включає наступну основоположну інформацію:

- Вид будівництва (нове, реконструкція);
- Вид палива (основне, резервне, аварійне, при проектуваннях газових котелень - робочий і мінімальний тиск газу);
- Обсяги проектування (робочий проект з розділами, димова труба, КВПа);
- Архітектурно-будівельні рішення котельні (стоїть окремо, вбудована, проектування дахових котелень);
- Схема теплопостачання (залежна, закрита, двотрубна);
- Максимальне теплове навантаження (загальний збір теплових навантажень з урахуванням втрат, ккал/год);
- Температурні графіки (всіх систем);
- Напори і падіння тиску в системах (у міліметрах водяного стовпа);
- Водні обсяги систем (в м³);
- Підключення інженерних мереж (техумови);
- Димова труба (тип, діаметр, висота);
- Режим роботи котельні (чи потрібна постійна присутність обслуговуючого персоналу);
- Основне обладнання (проектування котельних установок - найменування фірм виробників обладнання);
- Межі проектування;
- Узли обліку (газ, електрика, вироблення тепла, води).

РОЗДІЛ 6

ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ПРОЕКТУВАННЯ КОТЕЛЬНИХ УСТАНОВОК. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ПРОЕКТІВ

6.1 Загальні положення

У випадках, коли економічно доцільна роздільна схема енергопостачання або концентрація теплових навантажень для будівництва ТЕЦ недостатня, в якості основних джерел тепла централізованих систем теплопостачання проектується котельні установки. Проектування знову споруджуваних, розширення та реконструкція діючих котелень, призначених для теплопостачання міст та інших населених пунктів, груп підприємств із загальними об'єктами (промислових вузлів) і окремих великих промислових підприємств і сільськогосподарських комплексів із загальним розрахунковим тепловим навантаженням 100 Гкал/год і вище, виконуються на підставі затверджених схем теплопостачання. При загальній розрахунковій тепловій навантаженості районів теплопостачання менше 100 Гкал/год, для яких схеми теплопостачання відсутні, до розробки проектів джерел тепла рекомендується складати технічні пропозиції щодо централізації теплопостачання.

При розрахунковому навантаженні до 25 Гкал/год і обмеженій площі території теплопостачання, коли вибір котельні в якості джерела теплопостачання може бути вирішений однозначно, підставою для розробки проекту котельні є завдання на проектування, що визначає коло споживачів тепла та теплові навантаження. Схемою теплопостачання обґрунтовуються: величина очікуваних теплових навантажень; кількість і тип джерел теплопостачання (ТЕЦ або котельні); теплова потужність джерел теплопостачання, район будівництва і склад основного обладнання; технічна можливість та економічна доцільність розширення або реконструкції існуючих джерел теплопостачання; вид палива; вибір відкритої або закритої системи теплопостачання; вибір основних технологічних і будівельних рішень (включаючи схему генерального плану) за джерелами теплопостачання та теплових мереж; основні техніко-економічні показники системи теплопостачання. Схеми теплопостачання розробляються на розрахунковий термін 10-15 років з виділенням першої черги будівництва на термін 5-7 років. Завдання на проектування котелень також враховують перспективу розвитку на 10-15 років.

При розширенні, реконструкції існуючих джерел теплопостачання та теплових мереж або підключенні до них, намічена до будівництва об'єктів схема теплопостачання узгоджується з міністерствами (відомствами), у віданні яких знаходяться джерела теплопостачання та теплові мережі. Будівництво джерел теплопостачання (ТЕЦ або котелень) загальних для груп підприємств і теплових мереж від них здійснюється з пайовою участю підприємств-споживачів теплової енергії. Розміри пайової участі визначаються пропорційно заявленим споживачам і тепловим навантаженням.

Згідно БНіП Н-60-75 «Планування і забудова міст, селищ і сільських населених пунктів» теплопостачання міст та інших населених пунктів або окремих житлових районів з забудовою будинками висотою вище двох поверхів слід передбачати, як правило, централізованим. Для окремих житлових будинків висотою вище двох поверхів або громадських будівель і споруд, розташованих серед 1-2-поверхової житлової забудови, допускається теплопостачання від місцевих котелень. Враховуючи створення агротехнічних комплексів з великою часткою багатоповерхової забудови, теплопостачання в сільській місцевості рекомендується також здійснювати від централізованих джерел. Найбільший ступінь централізації теплопостачання від котелень досягається будівництвом районних промислово-опалювальних котелень, що відпускають два види теплоносія і охоплюють споживачів комунально-побутового та промислового навантаження.

Максимальна теплопродуктивність опалювальних та промислово-опалювальних котелень регламентується економічною ефективністю централізованого теплопостачання від котелень. Теплопродуктивність опалювальних котелень, проєктованих на базі комунально-побутового навантаження, не повинна перевищувати в європейській частині – 400 Гкал/год, в районах Сибіру і Середньої Азії - 500 Гкал/год; теплопродуктивність котелень, спроектованих на базі промислово-опалювального навантаження, не повинна відповідно перевищувати 350 і 450 Гкал/год. При конкретному проєктуванні може виникнути необхідність у створенні котелень потужністю 600-700 Гкал/год і більше. Вибір в якості джерела тепла опалювальних котелень теплопродуктивністю понад 300 Гкал/год і промислово-опалювальних котелень теплопродуктивністю понад 250 Гкал/год вимагає техніко-економічного обґрунтування порівнянням варіантів схем комбінованого та роздільного енергопостачання за методикою виконання техніко-економічних розрахунків в енергетиці.

Проектування та спорудження котелень слід, як правило, здійснювати на кінцеву потужність, без поділу на черги. При недостатній забезпеченості тепловими навантаженнями, а також недостатній мірі готовності теплових мереж може виявитися доцільним спорудження котелень по чергах, подорожчання будівництва при цьому визначається величиною ефекту від «відкладених капітальних вкладень». Вибір потужності та енергетичного типу котельні виробляється в схемі теплопостачання з урахуванням характеру споживачів тепла, кліматичних умов і структури паливного балансу району будівництва. При проектуванні слід враховувати, що котельня є одним з елементів системи централізованого теплопостачання, що представляє собою теплову та гідравлічну єдність джерела тепла, теплових мереж і місцевих систем споживачів тепла.

Технічні рішення великих районних котелень повинні передбачати можливість роботи котельні в подальшому на загальній тепловій мережі з ТЕЦ чи в якості пікової. При необхідності збільшення теплопродуктивності діючих котелень проводиться обґрунтування технічних рішень економічним порівнянням варіантів модернізації існуючих і встановлення нових котлоагрегатів з більш високими ККД.

Тип котельні по виду палива приймається виходячи з паливного режиму, що визначається у встановленому порядку. Районні котельні теплопродуктивністю понад 100 Гкал/год проектується з камерним спалюванням твердого палива. Вибір типу котельні по компоновці обладнання визначається кліматичними умовами району та вимогами містобудування: закритого типу - в районах з середньою температурою зовнішнього повітря найбільш холодних п'яти днів нижче -30°C ; напіввідкритого-від -20 до -30°C ; відкритого – вище -20°C при тривалості періоду з середніми добовими температурами 0°C і нижче менше 115 діб протягом року (райони Півдня України). Котельні, розташовані на території населених пунктів, незалежно від кліматичних умов проектується закритими, при роботі на твердому паливі рекомендується пристрій закритих паливних складів. На території промислових підприємств можуть споруджуватися котельні з будь-яким ступенем відкриття устаткування. Окремо розташовані районні котельні, як правило, розміщуються в промислових і комунально-складських районах в центрі теплових навантажень. У випадках, коли це допускається технологічними процесами основного виробництва, санітарно-гігієнічними та протипожежними вимогами і доцільно по плануванню ділянки, котельні можуть блокуватися з іншими виробничими будівлями. Котельні підприємств - з енергетичними

об'єктами цих підприємств (дизельними, компресорними, повітродувними і насосними станціями). Котельні, призначені для теплопостачання комунально-побутових підприємств - з виробничими будівлями цих підприємств; для теплопостачання лікарняних комплексів та навчальних закладів - з їх господарськими корпусами. Для котелень, зблокованих з виробничими будівлями, встановлена теплопродуктивність і параметри котлів не обмежуються. Переважно блокування газомазутних котелень.

При проектуванні слід застосовувати типові проекти і типові вузли споруд та допоміжних будівель котелень, використовувати повторно економічні індивідуальні проекти, а також типові будівельні та технологічні конструкції підвищеної заводської готовності. Індивідуальні проекти котелень та їх окремих споруд розробляються при відсутності типових, а також раніше розроблених економічних індивідуальних проектів з необхідними параметрами і характеристикою основного і допоміжного обладнання; при застосуванні нових видів обладнання та технологічних схем; при доцільності блокування будівель, в випадках, коли застосування типових проектів призводить до невиправданого подорожчання будівництва. Основне, допоміжне обладнання та апаратура приймаються в проектах котелень по номенклатурі і технічним умовам заводів-виготовлювачів з урахуванням рекомендацій спеціалізованих науково-дослідних і проектних інститутів.

6.2 Технічні та економічні вимоги до котельних установок

Котельні установки повинні задовольняти вимогам надійності теплопостачання, економічності спорудження та експлуатації, безпеки та зручності експлуатації, а також вимогам санітарних норм. Надійність теплопостачання - безперебійне теплопостачання споживачів відповідно із заданими параметрами і графіком теплових навантажень. При заданій витраті мережної води відхилення від заданого режиму параметрів теплоносія не повинні перевищувати: по температурі води, що надходить в теплову мережу $\pm 2^{\circ}\text{C}$; по тиску в трубопроводі, що подає $\pm 5\%$, у зворотному $+0,2 \text{ кгс/см}^2$. Середньодобова температура води у зворотному трубопроводі може перевищувати задану не більше ніж на 2°C , зниження температури води не обмежується. Відхилення тиску і температури пари, яка відпускається споживачам, не повинна перевищувати $+5\%$ від заданих параметрів. Надійність теплопостачання визначається на стадії проектування вибором типу котельні, відповідного характеру теплових навантажень; вибором

устаткування і схем комунікацій, при яких коефіцієнт відключної потужності і недовідпуск тепла мінімальні; установкою резервного устаткування; комплексною автоматизацією технологічних процесів.

Для великих районних котелень (теплових станцій) рекомендується об'єднання теплових мереж району чи промислового вузла в загальну систему для резервування відпуску теплової енергії. Економічність спорудження та експлуатації визначається мінімумом приведених витрат при високій надійності тепlopостачання. Для виконання цих вимог при проектуванні котелень передбачаються укрупнення теплової потужності котельні та одиничної потужності котлоагрегатів; комплексна механізація трудомістких процесів: застосування автоматизованих котлоагрегатів з коефіцієнтом корисної дії не менше: 93 % - на газоподібному і легкому рідкому паливі, 90% - на мазуті, 85% - на кам'яному вугіллі, 80% - на бурому вугіллі та інших видах палива. З метою економії енергоресурсів рекомендуються: при спалюванні природного газу установка контактних економайзерів для підігріву технологічної води, енергохімічні - використання деревного палива і сланців, а також використання побічних енергоресурсів промислових підприємств. Основним шляхом зниження капітальних вкладень у будівництво джерел тепла і скорочення термінів введення їх в експлуатацію є індустріалізація будівництва, що зводить до мінімуму обсяг робіт на будівельному майданчику за рахунок передачі їх на заводи, спеціалізовані підприємства і централізовані будівельні бази. У проектах котелень слід застосовувати будівлі та споруди з готових уніфікованих залізобетонних будівельних конструкцій і деталей при найменшому числі типорозмірів; стінове заповнення з полегшених матеріалів; будівлі з полегшених металоконструкцій; основне і допоміжне обладнання у вигляді комплектних транспортабельних агрегатів або монтажних блоків, підготовлених до збору на місці установки; блоки трубопроводів і пилогазоповітряпроводів заводського виготовлення. Слід розширювати будівництво котелень з максимальним ступенем відкриття обладнання за рахунок застосування спеціальних технічних рішень. Рекомендується поширити новий метод проектування, розроблений інститутом ВНІШенергопром для ТЕЦ підвищеної заводської готовності, на проектування великих котелень. За цим методом в проект включаються відпрацьовані в конструктивному відношенні креслення кодованих будівельно-технологічних секцій, вузлів чи блоків, які в певному поєднанні утворюють комплекс робочих креслень конкретного об'єкта.

Головний корпус котельні може бути складений з комплексних будівельно-технологічних секцій: секції котлоагрегату, в якій в одній або двох будівельних осередках розміщуються котлоагрегат і теплопідготовча установка, і секції «постійний торець», в якій розміщуються загальнокотельне технологічне обладнання та приміщення. Секція котлоагрегату включає в себе основне і допоміжне обладнання, яке повністю забезпечує функціонування котла і теплопідготовчої установки, з урахуванням обладнання, встановленого в секції «постійний торець» і поза головного корпусу. У разі невідповідності потужності або параметрів теплоносія проєктованої котельні набору уніфікованих секцій передбачається добірна секція для установки додаткового обладнання. Безпека і зручність експлуатації забезпечуються дотриманням в проєктах вимог Правил будови і безпечної експлуатації парових та водогрійних котлів, Правил технічної експлуатації електричних станцій і мереж та інших нормативно-технічних документів. Вимоги санітарних норм дотримуються забезпеченням експлуатаційного персоналу службово-побутовими приміщеннями з відповідним обладнанням, підтриманням норм освітленості і температурно-вологісного режиму приміщень і забезпеченням допустимих рівнів шуму від працюючого обладнання на робочих місцях, запобіганням забруднення навколишнього середовища (повітряного басейну і водойм), скороченням рівня шуму від працюючого обладнання котельень на прилеглий території.

6.3 Визначення виду палива для котельних установок

Паливо для тих, що знову будуються, розширюються і діючих котельних установок з урахуванням раціональних зон перевезень з річною витратою вугілля, торфу, сланцю і дров до 10 тис.т в умовному обчисленні, топкового мазуту до 500 т в натуральному обчисленні - встановлюється міністерствами та відомствами.

По кожній котельні наводяться такі відомості та розрахункові дані:

- 1) найменування та місцезнаходження котельні (область, населений пункт);
- 2) тип котельні (опалювальна, промислово-опалювальна промислова) та її теплопродуктивність;
- 3) кошторисна вартість котельні по схемі теплопостачання або ТЕО;
- 4) основне обладнання (тип, кількість і теплопродуктивність існуючих і намічаються до установки котлоагрегатів);

5) характеристика планованого виду палива, що розширюються, реконструюються і переводяться на інший вид палива котелень - вид палива, використовуваного в даний час, і його річна витрата;

6) передбачуваний постачальник палива (НПЗ, газопровід, шахта, розріз, торфопідприємство), за відсутності даних - родовище або район розміщення підприємства;

7) наявність залізничних шляхів і газових комунікацій, а за їх відсутності - відстань до залізничної станції примикання і до магістральних газових мереж, до яких може бути здійснено приєднання;

8) при клопотанні про виділення природного газу - копія погодження на підключення до газових мереж;

9) теплові навантаження споживачів по рокам введення і розрахунок річної потреби в паливі відповідно з введенням потужностей.

При визначенні планованого до використання виду палива вказується вид резервного, аварійного та розпалювального палива з урахуванням такого:

1) при річній витраті природного газу до 10 млн м³ робота на іншому виді палива не передбачається;

2) для котелень з річною витратою 10 млн м³ і більше працюють на природному газі, в якості резервного палива застосовується мазут;

3) для пиловугільних котельних в якості розпалювального палива застосовується топковий мазут;

4) для котелень, що переводяться з твердого палива на спалювання природного газу чи мазуту, рекомендується зберігати в якості іншого виду палива тверде без демонтажу обладнання, встановленого для його спалювання.

Основне паливо - паливо, призначене для спалювання протягом усього періоду роботи котельні або протягом тривалого часу, резервне - для спалювання в періоди запланованих перерв у подачі основного палива (наприклад, перерва в подачі природного газу в зимові місяці); аварійне - для спалювання в короткочасні періоди аварійної відсутності основного або резервного палива (передбачається в тих випадках, коли за умовами теплопостачання споживачів перерви в роботі котельні неприпустимі); розпалювальне - для розпалювання і «підсвічування» пиловугільних топків. Пропозиції за паливними режимами котелень при розробці схем теплопостачання, а також у проектах котелень обґрунтовуються техніко-економічним зіставленням можливих варіантів використання різних видів палива. Основним критерієм вибору зазначених варіантів є мінімум

приведених витрат по системі теплопостачання при спалюванні в котельних різних видів палива.

Оцінка паливної складової експлуатаційних витрат проводиться по замикаючим витратам на паливо. Значення замикаючих витрат відповідають наступним якісним характеристикам різних видів палива: на газ - дійсні тільки для природного газу і не можуть застосовуватися для скрапленого та попутного нафтового газу (до його переробки); на кам'яне і буре вугілля - поширюються на вугілля з середніми нормативними значеннями вологості і зольності. Показники замикаючих витрат на сланець, торф і дрова визначаються безпосередньо за витратами на їх видобуток і транспорт. Замикаючі витрати на паливо розраховані для великих вузлових пунктів транспортної мережі (залізничних станцій) та пунктів відводу від магістральних газопроводів. У техніко-економічних розрахунках до значень замикаючих витрат додаються витрати на розподільчий транспорт палива від найближчого вузлового пункту транспортної мережі до місця розміщення котельні. Крім того, необхідно враховувати режим паливоспоживання.

При нерівномірному використанні природного газу приймаються диференційовані показники для опалювального і неопалювального сезонів. Нерівномірність використання рідкого і твердого палива враховується додатковими витратами на їх зберігання. Замикаючі витрати на паливо задано інтервалами значень, відповідним вірогідної похибки вихідних даних. Тому при використанні цих показників в конкретних техніко-економічних розрахунках необхідно приймати окремо нижні і верхні межі зазначених інтервалів. При співпадаючих результатах отримане рішення стійко. В іншому випадку порівнювані варіанти слід вважати практично рівноеконічними, і рішення треба приймати на основі додаткових міркувань або більш точної вихідної інформації.

6.4 Стадії проектування та завдання на проектування

Стадії проектування будівель і споруд здійснюються на основі техніко-економічних обґрунтувань (ТЕО) або іншої передпроектної документації, що замінює ТЕО, що підтверджують економічну доцільність їх будівництва. Передпроектним документом, в якому обґрунтовуються проектування і будівництво нових або розширення та реконструкція діючих об'єктів - джерел теплопостачання та теплових мереж для забезпечення тепловою енергією міст та інших населених пунктів, груп підприємств із загальними об'єктами (промислових вузлів) і окремих великих промислових

підприємств і сільськогосподарських комплексів, є схема теплопостачання. Схеми теплопостачання міст та інших населених пунктів є вихідними документами для розробки технічних (техноробочих) проектів об'єктів - джерел теплопостачання та теплових мереж, а по великих і складних об'єктах - джерел теплопостачання - для розробки ТЕО будівництва цих об'єктів. Схеми теплопостачання груп підприємств із загальними об'єктами є складовою частиною схем генеральних планів цих підприємств, а схеми теплопостачання окремих промислових підприємств і сільськогосподарських комплексів - складовою частиною ТЕО будівництва цих підприємств і комплексів.

До позастадійних робіт (передпроектної документації) відносяться схема теплопостачання, ТЕО і технічні рішення, які є підставою для розробки експериментального проекту, - виконуються при застосуванні нових видів устаткування і схем.

До стадійних робіт відносяться технічний проект, робочі креслення, техноробочий проект. Двостадійне проектування включає в себе складання технічного проекту і робочих креслень, одностадійне проектування - складання техноробочого проекту. Розробка робочих креслень при двостадійному проектуванні здійснюється після затвердження технічного проекту відповідно до прийнятих в ньому рішень. При одностадійному проектуванні одночасно з проектно-кошторисною документацією техноробочого проекту, яка передається на затвердження, розробляються робочі креслення. Техноробочий проект розробляється для об'єктів, будівництво яких намічається здійснювати за типовими проектам з використанням типових вузлів, по повторно застосовуваним економічним індивідуальним проектам, а також для технічно нескладних об'єктів. Рішення про стадійність проектування котельні приймається при затвердженні передпроектної документації або визначається у завданні на проектування.

6.5 Завдання на проектування

Проект на будівництво котельні розробляється на основі завдання на проектування, складеного замовником проекту, з урахуванням рішень, прийнятих стверджуючими інстанціями по позастадійним роботам. Завдання на проектування готується замовником проекту за участю автора проекту котельні та генерального проектувальника і містить теплові навантаження, параметри теплоносія, дані про вид палива та умови теплопостачання: схему приєднання до теплових мереж, дані про джерело водопостачання, умови

приєднання до мереж енергопостачання, водопостачання, каналізації та зв'язку; відомості про обрану площадку для будівництва та дані для складання проекту організації будівництва і кошторисів. При розміщенні котельень на території міст і населених пунктів потрібна наявність архітектурно-планувального завдання, що містить будівельний паспорт ділянки, технічні умови на приєднання до міських інженерних мереж та споруд, відомості про існуючу забудову і підземні споруди, діючі і перспективні джерела тепла.

При підготовці завдань на проектування особливу увагу слід приділяти даним по тепловим навантаженням і паливу, що впливає на енергетичний тип котельні, склад устаткування і техніко-економічні показники. Теплові навантаження споживачів наводяться у вихідних даних для проектування у вигляді зведеної таблиці, складеної за такими групами споживачів (пооб'єктно):

- а) технологічні;
- б) системи опалення та вентиляції;
- в) системи гарячого водопостачання («б» і «в» - для виробничих, житлових і громадських будівель окремо);
- г) загальне споживання тепла (по пару і гарячій воді окремо).

Навантаження наводяться для чотирьох основних режимів: максимально-зимового при середній температурі зовнішнього повітря для найбільш холодних п'яти днів; найбільш холодного місяця при середній температурі цього місяця; середнього для опалювального періоду при середній температурі цього періоду і літнього. Вказуються параметри теплоносія по споживачам; параметри пари на виході з котельні з урахуванням зниження тиску і температури в зовнішніх теплових мережах; кількість і спосіб повернення конденсату; система гарячого водопостачання; тривалість навантажень протягом доби і року. Для великих систем тепlopостачання представляються графіки споживання тепла; добові - технологічної пари або гарячої води в різні періоди року (для робочих і вихідних днів); річні - пари або гарячої води, складені за середньодобовим значенням витрати; суміщені графіки технологічного навантаження за тривалістю. У тому ж обсязі представляються графіки комунально-побутових навантажень. Вказуються вторинні енергоресурси для цілей тепlopостачання: м'який пар від молотів або пресів, гаряча вода, димові гази і промислові відходи. Наводяться відомості про їх кількість, режим виходу і параметри. Навантаження вказуються без втрат у зовнішніх теплових мережах, які приймаються з проекту теплових мереж, розраховуються або

визначаються орієнтовно. Тривалість опалювального періоду і температура зовнішнього повітря за режимами приймаються за БНІП.

При наявності об'єктів, що кооперуються, теплові навантаження кожного з них представляються в окремих таблицях. Так як відомості по тепловим навантаженням і параметрам теплоносія, одержувані від замовника, не завжди враховують специфіку проектування джерела тепла, рекомендується перед початком проектування проводити їх аналіз. При аналізі теплових навантажень виконуються:

1. Перевірка відповідності даних зведеної таблиці теплових навантажень затвердженою схемою тепlopостачання або ТЕО, при відхиленні прикладається документальне обґрунтування.

2. Ознайомлення з технологією споживачів тепла, паспортами і матеріалами випробувань тепловикористовуючих установок з метою уточнення оптимальних параметрів теплоносія і тепловою потужністю обладнання.

3. Визначення потреби в тепловій енергії виходячи із приєднаної потужності окремих технологічних споживачів з урахуванням коефіцієнтів, що характеризують режим теплоспоживання та витрати тепла за даний проміжок часу.

4. Визначення витрат тепла на опалювально-вентиляційні системи та гаряче водopостачання окремо для споживачів з різними розрахунковими температурами і режимами роботи.

5. Угруповання теплових навантажень за виглядом і параметрами теплоносія.

У вихідних даних на проектування наводяться додаткові відомості про паливо.

6.6 Обсяг та зміст проектної документації. Технічний проект

У технічному проекті вирішуються питання вибору оптимальних технічних рішень, що забезпечують: мінімальну величину приведених витрат і надійну експлуатацію котельні при найменших експлуатаційних витратах; дотримання вимог безпеки, санітарних та протипожежних норм і умов охорони повітряного і водного басейнів; сучасний рівень автоматизації і механізації технологічних процесів. Складаються приватні, об'єктні та зведені кошториси на будівництво. Визначаються енергетичні та техніко-економічні показники котельні. Проект виконується на підставі розрахункових, компоновальних, конструктивних і планувальних пророблень

з використанням рішень типових проектів, дотриманням ГОСТ і галузевих стандартів, норм проектування, а також відомчих циркулярів і вказівок. Технічний проект містить розділи: загальна частина, тепломеханічна частина, електротехнічна частина, автоматизація та КВП, архітектурно-будівельна частина, санітарно-технічна частина, генеральний план і транспорт, проект організації будівництва, техніко-економічна частина, кошториси; заходи з охорони водойм, ґрунту і атмосферного повітря від забруднення стічними водами і викидами від котелень. У технічному проекті наводяться тільки матеріали і креслення, необхідні для обґрунтування проектних рішень та визначення вартості будівництва. Варіантні опрацювання та розрахунки в пояснювальну записку технічного проекту не включаються і зберігаються в архіві. Кожна частина технічного проекту складається з пояснювальної записки, що містить опис і обґрунтування прийнятих рішень, дані розрахунків в табличній формі, замовних специфікацій і заявочних відомостей на обладнання та основні матеріали, креслення.

Креслення виконуються в обсязі, що дозволяє визначити конструктивні характеристики споруд, обсяги робіт та вартість будівництва. На стадії технічного проекту опрацьовуються заходи з антикорозійного захисту устаткування і будівельних конструкцій. Далі наводиться зміст технічного проекту по частинах.

Загальна частина. Підстава для виконання проекту - наявність затверджених ТЕО або схеми теплостачання, завдання на проектування. Основні положення вихідних даних для проектування і прийнятих технічних рішень з усього комплексу питань.

Теплові навантаження, наведені у вихідних даних по споживачам, групуються за видами теплоспоживання (технологічне, опалення та вентиляція, гаряче водопостачання) і параметрами теплоносія. Визначаються теплова потужність котельні, тип і кількість котлоагрегатів, схема пиллоприготування, теплова схема котельні та умови роботи устаткування по режимах теплоспоживання, а також при виході з ладу будь-якого котлоагрегату. Обґрунтування вибору котлоагрегатів і режиму роботи котельні наводиться в табличній формі.

Захист атмосферного повітря від шкідливих викидів. Вихідні дані, отримані від санітарно-епідеміологічної та гідрометеорологічної служб, що характеризують стан атмосферного повітря в районі будівництва котельні. Визначення кількості шкідливих викидів в атмосферу. Технічні рішення, що забезпечують зниження вмісту в димових газах оксидів сірки та азоту. Зведені дані результатів розрахунку по розділу в табличній формі.

Склад графічного матеріалу. Принципова і розгорнута теплова схема. Схема пилоприготування. Компонування головного корпусу: плани по поверххах в масштабі 1:100, розрізи в масштабі 1:50. При реконструкції - поєднання креслень знову встановлюваного і (схематично) існуючого обладнання.

Паливне господарство. Зміст розділу: вихідні дані, паливоподача і склад твердого палива, шлакозоловидалення, використання шлаку і золи, мазутне господарство, газопостачання, маслогосподарство.

Вихідні дані. В результаті опрацювання загального розділу тепломеханічної частини визначаються вихідні дані для виконання другого розділу, які наводяться в табличній формі. Вказуються тип і кількість котлоагрегатів; призначення палива (основне, резервне, аварійне, розпалювальне); характеристика палива (родовище, марка, теплота згоряння, зольність, вологість - робоча, безпечна та гігроскопічна; насипна маса, коефіцієнт розмолостивості); часова витрата палива кожним котлоагрегатом і котельні для режимів - максимальний зимовий, середній найбільш холодного місяця, річний; добова і річна витрата палива; витрата палива на підпал котлоагрегатів, тип топкового пристрою і вимоги до підготовки палива, умови доставки палива на майданчик котельні; спосіб шлаковидалення; спосіб золовидалення; перспективи розширення котельні.

Маслогосподарство. Призначення. Розрахунок ємності зберігання. Тип, схема, вибір і комплектування обладнання. Виконується роздільним або об'єднаним з мазутним господарством.

Газопостачання. Призначення. Схема газопостачання. Витрати і параметри газу. Розрахунок обладнання і газопроводів. Компонування обладнання ГРП або ГРУ. Склад графічного матеріалу. План паливоподачі та складу вугілля в масштабі 1:400. Розрізи: по розвантажувальному пристрою, дробильному відділенню, естакаді паливоподачі - в масштабі 1:200 або 1:400. Для механічних систем шлакозоловидалення - схема трактів, компоновка устаткування виконується на загальнокомпоновочних кресленнях котельні; для пневматичних систем - принципова схема трубопроводів і компоновка обладнання (план і розрізи в масштабі 1:200); для гідравлічних систем - принципова схема гідрозоловидалення, компоновка зовнішнього тракту та обладнання насосної в масштабі 1:200. Принципова схема мазутопостачання. План і розрізи по спорудах мазутного господарства в масштабі 1:200, план і розрізи мазутонасосних в масштабі 1:100. Схема газопостачання, компоновка ГРУ в масштабі 1:200.

Водопідготовка. Зміст розділу: вихідні дані та розрахункова продуктивність, джерела водопостачання, способи обробки води, схеми, основне обладнання, компоновка обладнання. Вихідні дані. Перелік знову встановлюваних і існуючих котлоагрегатів із зазначенням одиничної продуктивності, параметрів пари або води і водно-хімічного режиму. Характеристика системи гарячого водопостачання (відкрита або закрита). Відомості про якість виробничого конденсату. Кількість, мг/л: завислих речовин, сполук заліза, масла, смоли; фенолів, бензолів і нафталінів (сумарно). Обґрунтування доцільності очищення конденсату. Рішення щодо використання конденсату від установок мазутопостачання. Розрахункові продуктивності хімоводоочищення для різних груп котлоагрегатів, підживлення тепломережі і конденсатоочищення. Баланс пари і води для визначення продуктивності водопідготовки при максимально-зимовому і літньому режимах. Для проектів реконструкції - продуктивність існуючих установок обробки води. Джерела водопостачання. Найменування джерел, аналізи вихідної води для кожного джерела (не менше двох для артезіанських вод, для вод поверхневих джерел - за сезонами року). Розрахунковий аналіз вихідної води. Способи обробки води. Вимоги до якості обробленої води. Характеристика прийнятого способу обробки води та його обґрунтування. Якість обробленої води. Для розширюваних хімоводоочисток - існуюча технологія обробки води і вказівка про використання встановленого обладнання. Основне обладнання. Розрахункові дані основного обладнання (в загальній таблиці) для схем обробки живильної води котлоагрегатів, підживлення тепломережі і конденсатоочищення по кожному фільтру в наступному обсязі: витрата води, що надходить на фільтри; кількість фільтрів, у тому числі резервні; фільтруючий матеріал, висота шару, робоча обмінна здатність; робоча швидкість фільтрування при регенерації; розрахунковий час регенерації; число регенерацій на добу; кількість одночасно регенеруючих фільтрів; середньогодинна витрата води на власні потреби; реагенти для регенерації фільтрів, їх питома витрата. Розрахунок діаметрів основних трубопроводів. Компонування основного обладнання і розташування лабораторій. Характеристика приміщень і будівель для розміщення обладнання і складів реагентів. Умови доставки і розвантаження реагентів. Перелік відкритого встановленого обладнання і споруд. Склад графічного матеріалу. Розгорнута схема хімоводоочищення. Компонування обладнання хімоводоочищення, плани і розрізи в масштабі 1:200. Компонування обладнання складу реагентів в масштабі 1:200. Принципові схеми реагентного господарства.

Електротехнічна частина. Вихідні дані. Умови зовнішнього енергопостачання з зазначенням незалежних джерел живлення котельні. Споживачі електроенергії (на привід обладнання), вимоги блокування та управління. Споживачі електроенергії визначаються за рішеннями тепломеханічної та санітарно-технічної частин проекту котельні та наводяться в табличній формі.

Склад пояснювальної записки. Електричні навантаження власних потреб і розподіл їх по напруженням. Вибір трансформаторів, схеми електричних з'єднань, числа і потужності джерел живлення. Розрахунки струмів короткого замикання і вибір типів високовольтної апаратури, кабелів і шин. Системи управління і сигналізації щитів управління. Перелік об'єктів, що підлягають автоматизації і блокуванню в електричній частині. Управління вимикачами двигунів. Компонування та обґрунтування типів обраних електротехнічних пристроїв, включаючи щити станцій управління, розподільні пристрої й трансформатори. Кабельна прокладка в межах головного корпусу, споруд, що стоять окремо і на майданчику котельні. Перенесення кабельних ліній при розширенні і реконструкції котельні. Проект електроосвітлення. Світлоогородження димових труб. Заземлювальні пристрої на території і в приміщеннях котельні. Блискавкозахист будівель, споруд, зовнішніх наземних металевих конструкцій і комунікацій.

Склад графічного матеріалу. Схема електричних з'єднань. Компонування електротехнічних пристроїв, поєднана з кресленнями компоновки тепломеханічного обладнання. Автоматизація та КВП. Вихідні дані. Характеристика основного і допоміжного обладнання котельні. Принципові технологічні схеми: котлоагрегатів, теплова, газомазутопостачання, паливopодачі твердого палива, системи шлакозоловидалення, водopідготовки. Перелік контрольованих і регульованих параметрів за технологічними схемами. Схеми керування електродвигунами, включаючи електродвигуни засувок, керованих з щитів або пультів автоматизації. Електрична схема аварійної сигналізації.

Техніко-економічна частина. Результати техніко-економічних розрахунків, визначають ефективність і економічну доцільність будівництва. Річні витрати палива, води, електроенергії і штати котельні. Річні вироблення і відпуск тепла зовнішнім споживачам, число годин використання встановленої потужності котлоагрегатів. Річні експлуатаційні витрати, собівартість виробленого і відпущеного тепла. Питомі витрати палива, електроенергії, питомі капіталовкладення і штатний коефіцієнт. Техніко-економічний аналіз варіантних рішень проекту. Порівняння досягнутих

показників з показниками проектів-аналогів або інших економічних проектів. Зіставлення показників проекту з показниками ТЕО або схеми теплопостачання.

Кошторисна документація. Вартість будівництва котельні визначається за зведеним кошторисом, на основі якого плануються капітальні вкладення і фінансується будівництво. Кошторисна вартість будівельно-монтажних робіт, визначена в зведеному кошторисі, є остаточною для розрахунку між підрядником і замовником за виконані роботи та уточненню на стадії розробки робочих креслень не підлягає. У зведеному кошторисі на будівництво передбачається резерв коштів на непередбачені роботи і витрати у відсотках від вартості будівництва, диференційований за стадіями проектування та обсягом застосування типових і повторно використовуваних проектів.

РОЗДІЛ 7 ПРИНЦИПОВІ ТЕПЛОВІ СХЕМИ КОТЕЛЕНЬ

7.1 Принципові теплові схеми парових котелень

Парові котельні з котлоагрегатами низького тиску (1,4 або 2,4 МПа), які зараз проектуються, частіше за все призначені для одночасного відпуску пари і гарячої води, тому в їх теплові схеми вводяться водопідготовчі установки. Принципову теплову схему парової промислово-опалювальної котельні з відпуском теплоти при закритій системі теплопостачання показано на рис. 7.1.

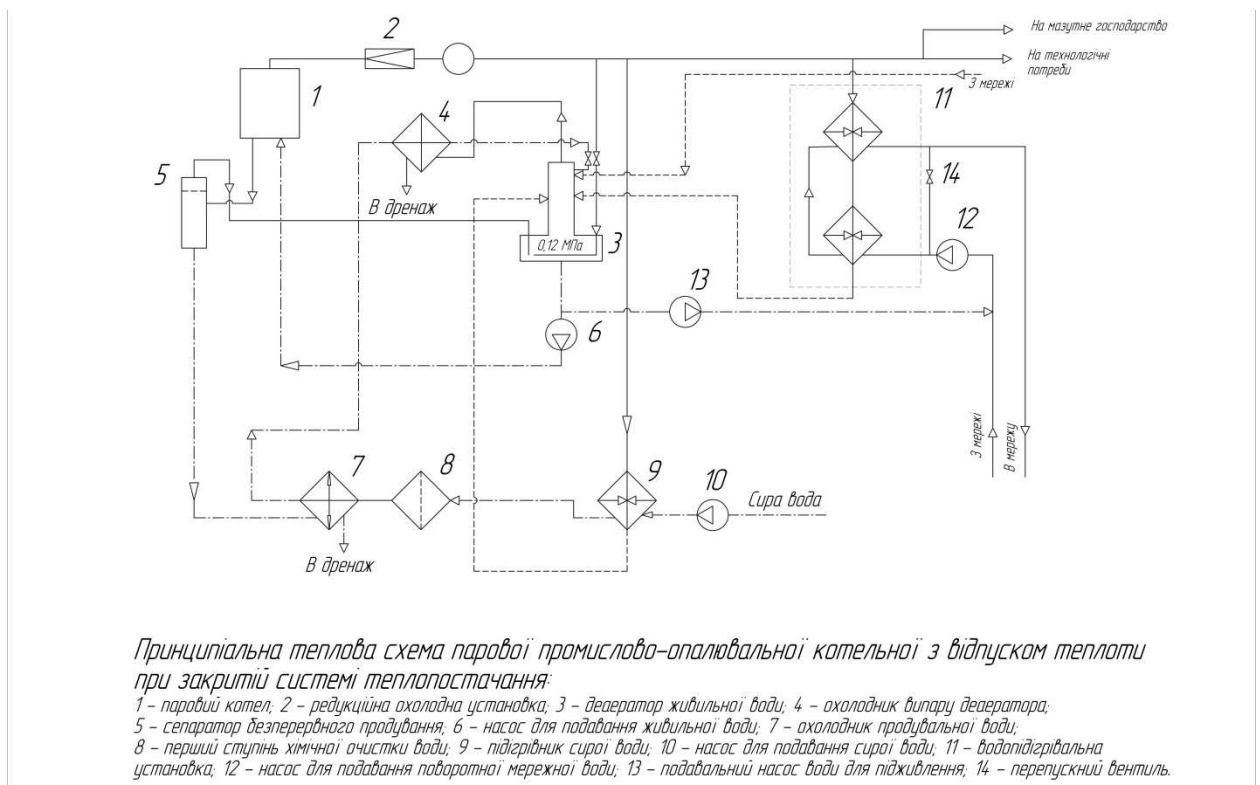


Рис.7.1 – Принципова теплова схема парової промислово-опалювальної котельні з відпуском теплоти при закритій системі теплопостачання

Пара, що отримується в котлах 1, проходить через редуційну охолоджуючу установку 2, де відбувається зниження його параметрів, і надходить у паропровід, за яким направляється на технологічні потреби, в водопідігрівальну установку 11 і мазутне господарство. Частина пара витрачається на власні потреби котельні (деаерація хімічно очищеної води, підігрів сирі води). Конденсат водяної пари (чистий) подається у деаератор

живильної води 3 і далі в котлоагрегат. Якщо конденсат забруднений, то він очищується.

Мережева вода, що використовується для опалення, вентиляції та гарячого водопостачання споживачів, нагрівається в водопідігрівальній установці 11. Поворотна мережена вода насосом 12 подається в водопідігрівальну установку, що складається з двох послідовно з'єднаних теплообмінників. У першому з них (по ходу мережевої води) гріючим теплоносієм є конденсат водяної пари, що утворюється в другому теплообміннику - пароводяному підігрівачі. Нагріта до необхідної температури мереж вода надходить у вхідний трубопровід теплової мережі.

Втрати конденсату і витоків води з мережі заповнюються сирією водою для підживлення. Сира вода насосом 10 подається в пароводяний теплообмінник 9, в якому підігрівається до температури 20 ... 30 ° С, і спрямовується в першу ступінь хімічного очищення 8, де відбувається її пом'якшення і зниження лужності. Потім вода підігрівається в охолоджувачі продувочної води 7, охолоджувачі випаровування деаератора 4 і надходить у головку деаератора 3.

Деаерація живильної води і води для підживлення (видалення з води O_2 , CO_2 та інших газів з підвищенням температури до кипіння) необхідна для зменшення корозії поверхонь нагріву, трубопроводів котельні та теплової мережі, а також запобігання погіршення тепловіддачі і зниження ефективності роботи теплообмінної апаратури.

У парових котельнях застосовуються деаератори, які працюють при тиску, близькому до атмосферного (0,12 МПа) і температурі 104°С, для чого в деаератор подається пар після редуційної охолоджуючої установки 2 з тиском 1 або 0,7 МПа. Суміш газу і пари повинна безперервно відводитися від головки деаератора в охолоджувач 4, де пара конденсується, а гази йдуть в атмосферу. Теплота випаровування утилізується і використовується для підігріву хімічно очищеної води. Конденсат випаровування у великих котелень повертається у цикл, а в дрібних скидається в дренаж.

Деаерована вода живильним насосом 6 направляється в водяний економайзер парового котла і в охолоджувач редуційної охолоджуючої установки (на схемі не показаний).

У схемі передбачено також утилізацію теплоти безперервної продувки котлоагрегату. Вода безперервної продувки після сепаратора 5 надходить в охолоджувач 7, де охолоджується до 40°С і скидається в дренаж. (Якщо загальна жорсткість мережної води не перевищує 0,05 мг-екв/кг, то допускається використання продувочної води для підживлення теплової мережі

закритої системи теплопостачання). Пара з сепаратора 5 безперервної продувки, який утворюється завдяки зниженню тиску продувної води від 1,4 або 2,4 МПа після котла до 0,17 МПа в сепараторі, подається в деаератор 3.

Особливістю роботи котельних в закритих системах теплопостачання є те, що витрата води на підживлення теплових мереж зазвичай незначна. При цьому, як показано на рис.7.1, підживлення теплової мережі здійснюється насосом 13 від деаератора живильної води 3, тобто окремий деаератор для підготовки води з метою підживлення мережі не потрібний.

Принципову теплову схему парової промислово-опалювальної котельні з відпуском теплоти при відкритій системі теплопостачання представлено на рис.7.2. Через те, що в цій системі витрата води визначається її втратами в тепловій мережі і котельній (що було і в розглянутій вище закритій системі теплопостачання), а також витратою води на гаряче водопостачання при її безпосередньому заборі в тепловій мережі, то встановлюється додатковий деаератор води для підживлення 17.

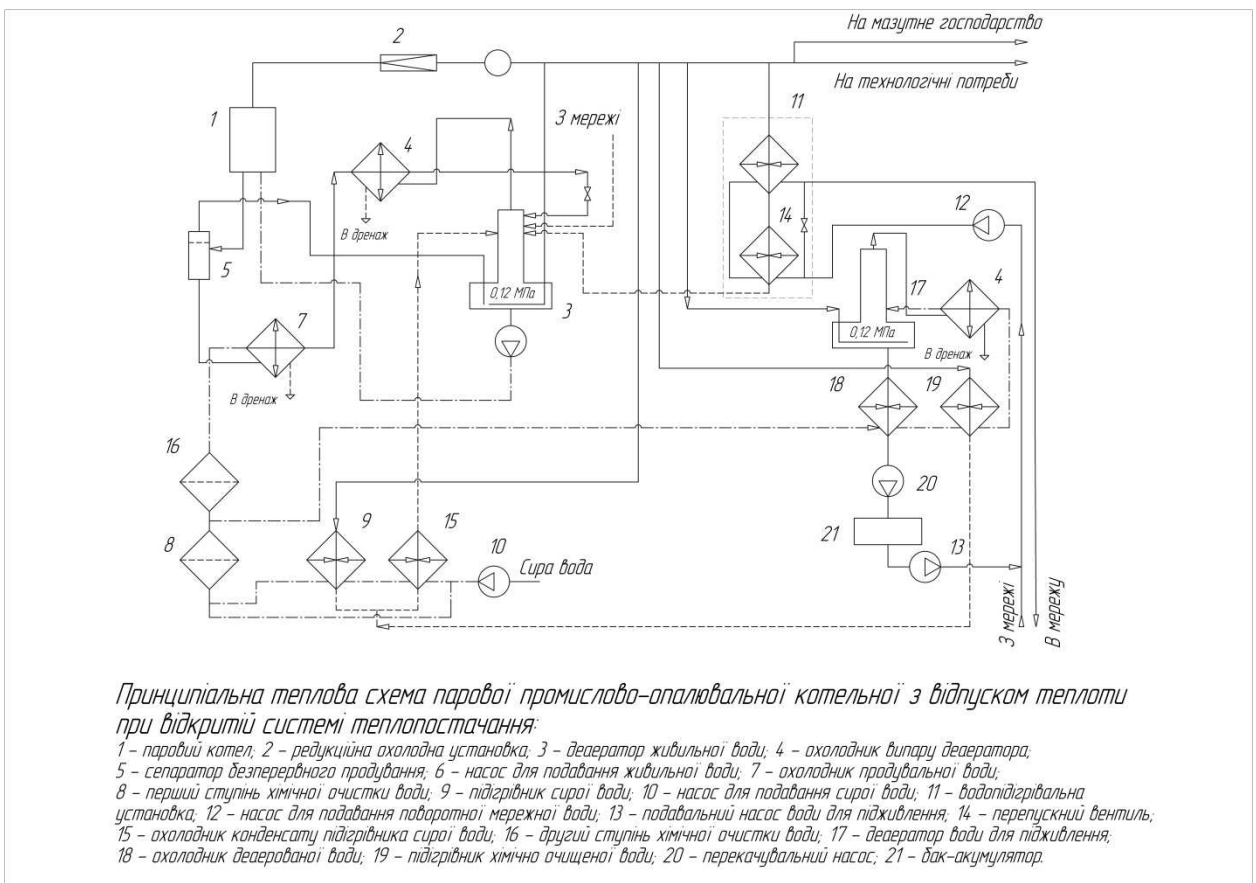


Рис.7.2 – Принципова теплова схема парової промислово-опалювальної котельні з відпуском теплоти при відкритій системі теплопостачання

Особливістю цієї схеми теплопостачання є те, що витрата води в ній нерівномірна. Тому для вирівнювання добового графіка відпуску теплоти на гаряче водопостачання і зменшення розрахункової продуктивності устаткування водопідготовки в схему введений бак-акумулятор для деаерованої води 21. Вода для підживлення з деаератора 17 за допомогою перекачуючих насосів 20 подається в цей бак, звідки насосом для підживлення 13 вона прямує в поворотну лінію теплової мережі.

У схемі є друга ступінь хімічної очистки води 16, живильний паровий котел. Вода для підживлення після першого ступеня хімічної очистки 8 підігрівається в охолоджувачі деаерованної води 18, подіігрівачі пом'якшеної води 19, охолоджувачі випаровування деаератора 4 і надходить в деаератор води для підживлення 17.

У охолоджувачі деаерованої води 18 вода для підживлення охолоджується до температури 70°C , що дає можливість направити її безпосередньо в теплову мережу для гарячого водопостачання в літній час і відключити при цьому водопідігрівальної установку 11.

У схемі здійснюється двоступеневий нагрів сирі води. У першій ступені (теплообмінник 15) по ходу сирі води гріючим теплоносієм є конденсат пари, що утворюється в другій ступені (пароводяний теплообмінник 9). Конденсат в першій ступені нагріву сирі води охолоджується до температури 80°C і надходить в деаератор живильної води 3.

На підставі розглянутих принципових теплових схем парових промислово-опалювальних котелень можуть бути складені такі ж схеми парових опалювальних котелень. Для цього в схемах на рис. 7.1 і 7.2 необхідно виключити лінію подачі пари з котельні на технологічні потреби і лінію надходження конденсату від споживачів в деаератор живильної води.

Принципова тепла схема парової промислової котельні може бути складена на підставі схеми, показаної на рис. 7.1, з виключенням з неї водопідігрівальної установки 11 і всіх пов'язаних з нею ліній.

7.2 Принципові теплові схеми водогрійних котельних

Водогрійні котельні, як правило, є опалювальні і проектуються виходячи з кількості теплоти, яка відпускається на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання з використанням в якості теплоносія гарячої води з температурою $150/70^{\circ}\text{C}$ (опалення та вентиляція) і $65\ldots 75^{\circ}\text{C}$ (гаряче

водопостачання). Нагрівання мережної води здійснюється безпосередньо в водогрійних котлах.

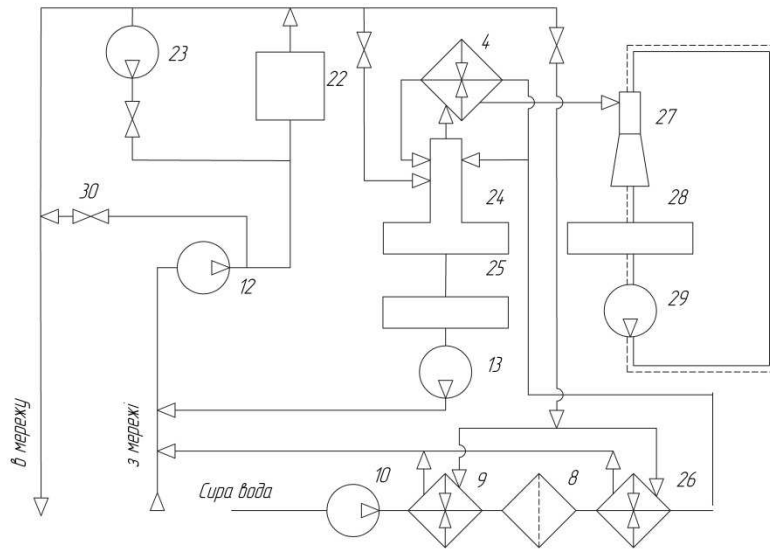
Відзначимо, що водогрійні котельні без парових котлів можуть проектуватися в тому випадку, коли єдиним паливом для водогрійних котлів служить або газ, або мазут, який надходить в котельню вже розігрітим. Якщо мазут, який є також резервним паливом, подається в холодному стані, то для його розігріву потрібно мати водяний пар. Тому в водогрійних котельнях повинні додатково встановлюватися службові парові котли для потреб мазутного господарства.

На рис.7.3 показано принципову теплову схему водогрійної опалювальної котельні з відпуском теплоти при закритій системі тепlopостачання. Вода в зворотній лінії теплової мережі з невеликим напором (0,2 ... 0,4 МПа) підводиться до насоса 12. До нього ж насосом 13 для підживлення подається деаерована вода з бака 25. До насоса 12 спрямовується і гріюча вода після теплообмінників 9 і 26, призначених для підігріву сирого і хімічно очищеної води відповідно. Далі вся вода надходить у водогрійний котел 22.

При роботі котлоагрегатів можлива корозія поверхонь нагріву внаслідок конденсації H_2O і SO_3 з димових газів на зовнішніх поверхнях труб. Щоб уникнути або зменшити її інтенсивність, температуру води на вході в котли необхідно підтримувати вище температури точки роси димових газів, причому мінімально допустима температура води на вході в котли повинна бути не нижче 60, 70 і 110°C при спалюванні природного газу, мало- і високо-сірчистого мазутів відповідно.

Оскільки температура води в поворотних лініях теплових мереж майже завжди нижче 60 °С, у схемі передбачається подача гарячої води на вхід котла (рециркуляція) за допомогою рециркуляційного насоса 23.

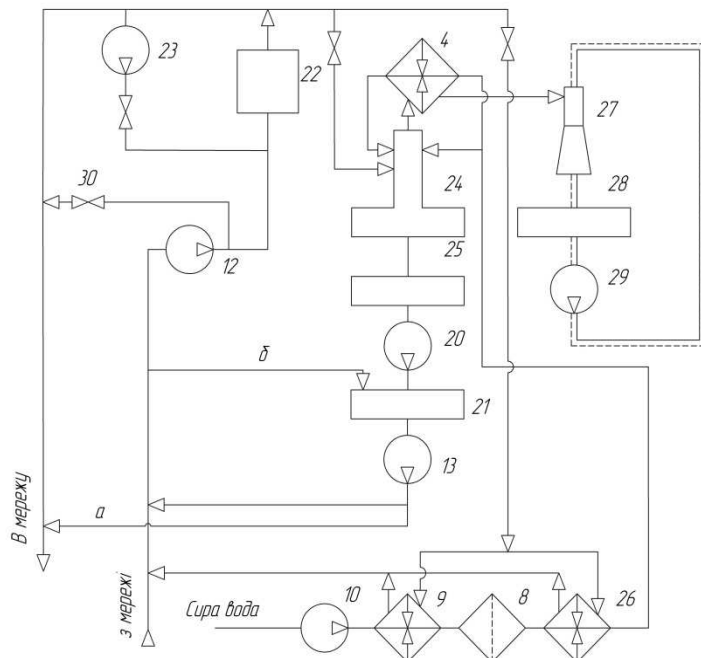
Для забезпечення розрахункової температури води на вході в теплові мережі при всіх режимах роботи котельні, крім максимального зимового, частину води з поворотної лінії після насоса 12 направляється в подавальну магістраль системи через регулятор перепуску 30. Ця лінія називається перепускною.



Принципіальна теплова схема водогрійної опалювальної котельної з відпуском теплоти

1 – паровий котел; 2 – редукційна охолодна установка; 3 – деаератор живильної води; 4 – охолодник випару деаератора; 5 – сепаратор безперервного продування; 6 – насос для подавання живильної води; 7 – охолодник продувальної води; 8 – перший ступінь хімічної очистки води; 9 – підгрівник сирової води; 10 – насос для подавання сирової води; 12 – насос для подавання паворотної мережної води; 13 – подавальний насос води для підживлення; 22 – водогрійний котел; 23 – рециркуляційний насос; 24 – вакуумний деаератор; 25 – бак з деаерованою водою; 26 – підгрівник хімічно очищеної води; 27 – ежектор; 28 – бак з робочої води; 29 – насос для подавання робочої води; 30 – регулятор перепуску.

Рис.7.3 – Принципова теплова схема водогрійної опалювальної котельної з відпуском теплоти при закритій системі теплопостачання



Принципіальна теплова схема водогрійної опалювальної котельної з відпуском теплоти

1 – паровий котел; 2 – редукційна охолодна установка; 3 – деаератор живильної води; 4 – охолодник випару деаератора; 5 – сепаратор безперервного продування; 6 – насос для подавання живильної води; 7 – охолодник продувальної води; 8 – перший ступінь хімічної очистки води; 9 – підгрівник сирової води; 10 – насос для подавання сирової води; 12 – насос для подавання паворотної мережної води; 13 – подавальний насос води для підживлення; 20 – насос для подавання паворотної мережної води; 21 – бак з деаерованою водою; 22 – водогрійний котел; 23 – рециркуляційний насос; 24 – вакуумний деаератор; 25 – бак з деаерованою водою; 26 – підгрівник хімічно очищеної води; 27 – ежектор; 28 – бак з робочої води; 29 – насос для подавання робочої води; 30 – регулятор перепуску.

Рис.7.4 – Принципова теплова схема водогрійної опалювальної котельної з відпуском теплоти при відкритій системі теплопостачання

Витік води в теплових мережах заповнюються водою для підживлення, яка підготовлюється так. Сира вода насосом 10 подається в підігрівач 9, хімічно очищується в першій ступені очищення 8, підігрівається в теплообміннику 26, пароводяному охолоджувачі випаровування 4 і надходить у колонку вакуумного деаератора 24. Вакуум ($\sim 0,03$ МПа) у системі підтримується завдяки відсмоктуванню пароповітряної суміші з колонки за допомогою водострумного ежектора 27, в контур якого включений бак з робочою водою 28 і насос для її подачі 29. Після деаератора 24 вода для підживлення стікає в бак 25, звідки насосом для підживлення 13 вона подається в поворотну лінію мережної води перед насосом 12.

Щоб отримати гарячу воду на потреби гарячого водопостачання, у споживачів встановлюються проміжні підігрівачі, які включаються в теплову мережу за змішаною або паралельної схемою.

Принципова тепла схема водогрійної опалювальної котельні з відпуском теплоти при відкритій системі теплопостачання відрізняється від розглянутої в основному продуктивністю водопідготовки для підживлення теплової мережі. Розроблено кілька варіантів цієї схеми, що відрізняються між собою різними способами завантаження і вивантаження баків-акумуляторів з деаерованою водою, які повинні бути в цій системі теплопостачання. На рис.7.4 зображений варіант принципової теплової схеми водогрійної опалювальної котельні з відпуском теплоти при відкритій системі теплопостачання і використанні перекачувальних насосів 20 для подачі деаерованої води і насоса для підживлення 13. У схему можуть бути введені річний мережевий насос для подачі води з бака-акумулятора 21 лінією а в теплову мережу гарячого водопостачання, а також літній насос підживлення, що дасть економію електричної енергії. Надлишок води для підживлення при мінімальному споживанні для гарячого водопостачання (наприклад, у нічний час доби) може знову направлятися в бак-акумулятор 21 лінією б.

7.3 Принципові теплові схеми пароводогрійних котелень

Пароводогрійні котельні є промислово-опалювальними і забезпечують технологічне навантаження паром, а опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання - гарячою водою. У таких котелень додатково може встановлюватися установка для підігріву мережної води.

На рис. 7.5 показана принципова тепла схема пароводогрійної промислово-опалювальної котельні з відпуском теплоти при закритій системі

теплопостачання. Парова частина цієї схеми відповідає принциповій тепловій схемі парової промислово-опалювальної котельні з додатковою установкою другого ступеня хімічної очистки води 16, а водогрійна частина, яка містить контур поворотної мережевої води, насос 12, водогрійний котел 22, рециркуляційний насос 23 і регулятор перепуску 30, - принципової теплової схеми водогрійної опалювальної котельні (див. рис.7.3). У відмінності від останньої тут встановлюється атмосферний деаератор води для підживлення 17 замість вакуумного, для нагріву деаерованої води в якому використовується пар після редуційної охолоджуючої установки 2. Деаерована вода охолоджується до температури 70°C в теплообміннику 18 і насосом 13 подається на підживлення теплової мережі.

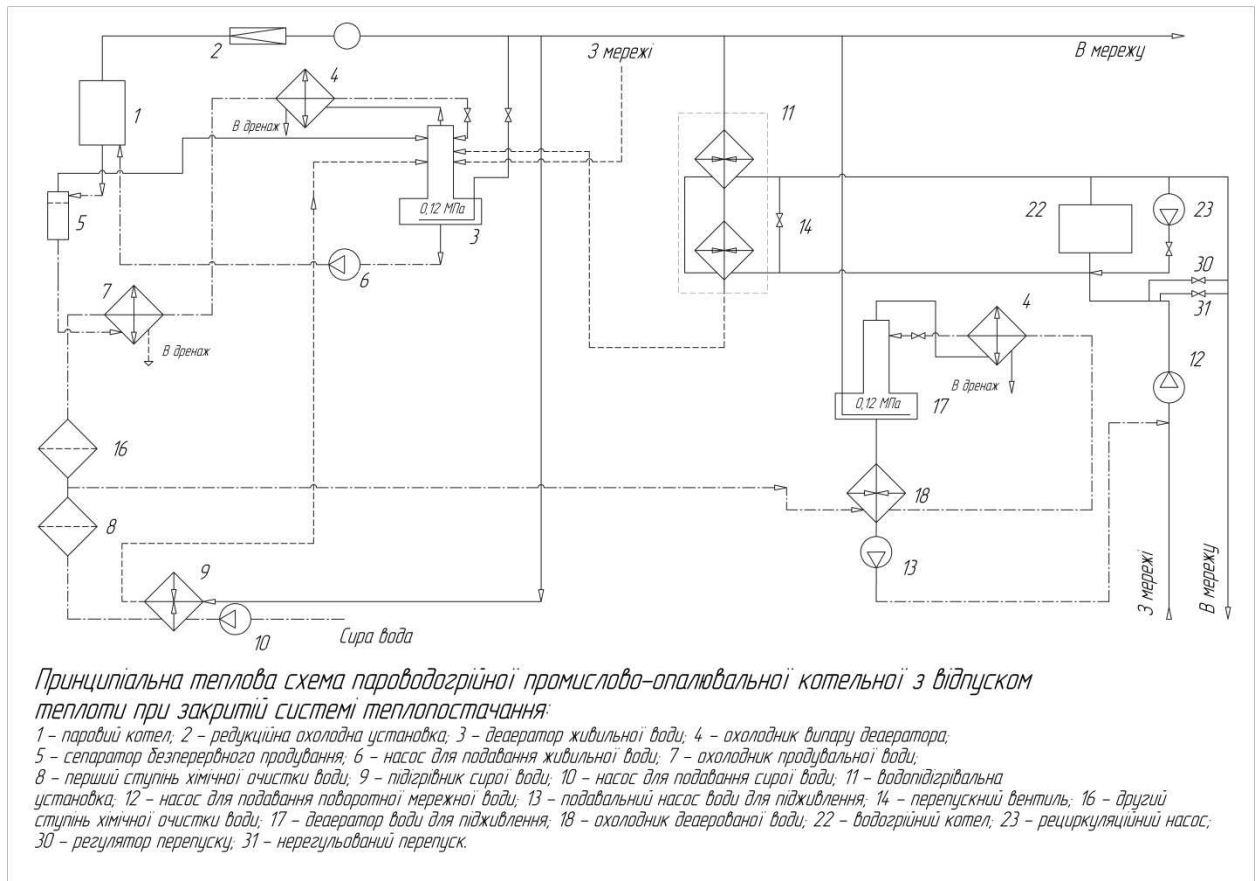


Рис.7.5 – Принципова теплова схема парової промислово-опалювальної котельні з відпуском теплоти при закритій системі теплопостачання

У розглянутій схемі водопідігрівча установка 11 служить для забезпечення цілорічного гарячого водопостачання, тому що паровий котел працює весь рік, поставляючи пар технологічним споживачам і водопідігрівчій установці. Сезонне опалювально-вентиляційне навантаження

котельні в зимовий період покривається водогрійним котлом, який в літній період не працює.

РОЗДІЛ 8 КОТЛОАГРЕГАТИ

8.1 Основні визначення. Типорозміри і параметри котлоагрегатів

Паровий котлоагрегат призначений для вироблення пари і являє собою систему газоповітряного і пароводяного трактів, які включають в себе топку, поверхні нагріву (економайзерні, випарні, пароперегрівальні і повітряпідігрівальні) і наступні елементи і вузли: каркас, обмурівку, гарнітуру, трубопроводи в межах котлоагрегату з запірною і регулюючою арматурою, сходи і майданчики. Крім того, до парового котлоагрегату відносяться допоміжні пристрої та механізми: дуттєва і димососна установки з газоповітрянопроводами; вуглерозмельні млини з пилепроводами, елементи паливоподачі в межах котлоагрегату, шлаковидаляючі і золовловлювальні пристрої та система автоматичного регулювання.

Водогрійний котлоагрегат призначений для вироблення високотемпературної води і являє собою систему газоповітряного і водяного трактів, які включають в себе топку, водонагрівальні поверхні й повітрянопідігрівач та наступні елементи і вузли: каркас, обмурівку, гарнітуру, трубопроводи в межах котлоагрегату з запірною і регулюючою арматурою, сходи і майданчики. До водогрійного котлоагрегату відносяться ті ж допоміжні пристрої та механізми, що і до парового котлоагрегату.

Котлоагрегат з урівноваженою тягою - котлоагрегат, в якому повітряний тракт на дільниці вентилятор - топка перебуває під тиском вище атмосферного, газовий тракт - топка і всі газоходи котлоагрегату - під розрідженням. Котлоагрегат під наддувом - котлоагрегат, в якому в топці і газоходах котла за допомогою дуттєвого вентилятора створюється надлишковий тиск.

Компонування котлоагрегату - взаємне розташування топки і конвективних газоходів, що визначає напрям руху в них продуктів згорання. Схеми компоновок котлоагрегатів зображені на рис.8.1.

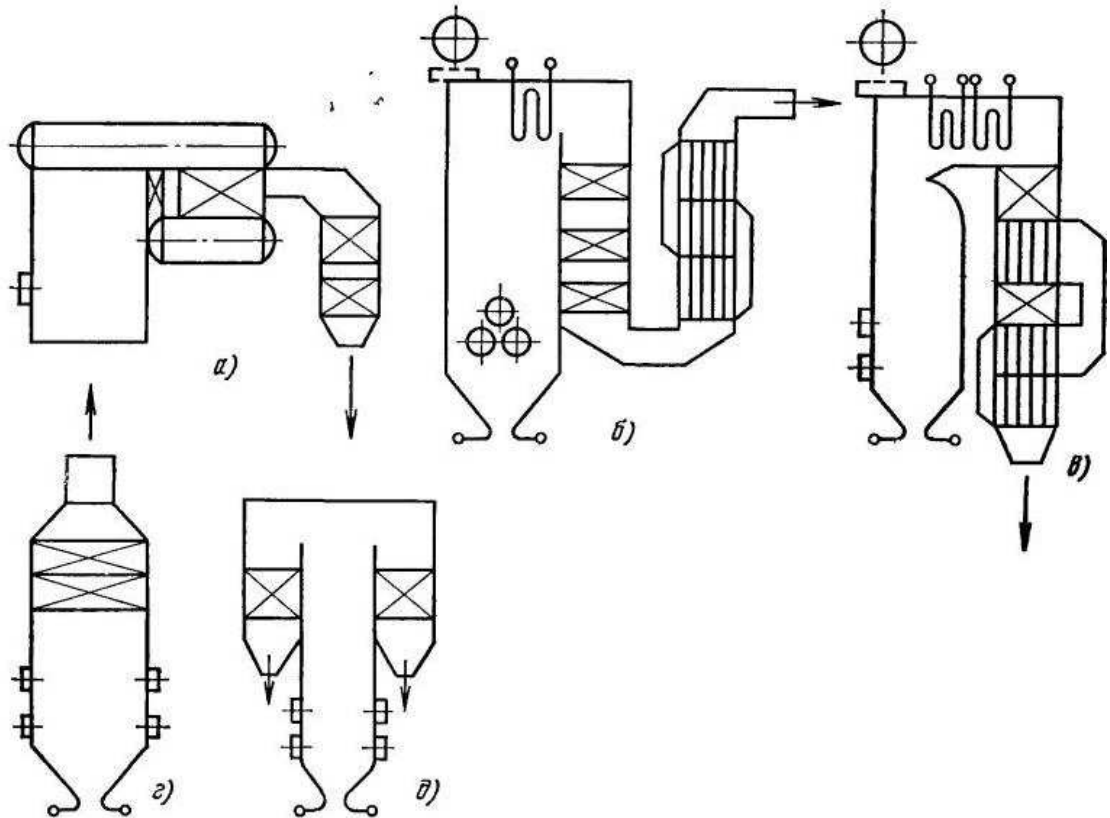


Рис.8.1 – Схеми компоновок котлоагрегатів
 а – горизонтальна, б – П-подібна зімкнута, в – П-подібна розімкнута,
 г – баштова, д – Т-подібна

Горизонтальна компоновка котлоагрегату - рух газів горизонтально поперечний з кількома поворотами. Горизонтальна комбінована - топочна камера з горизонтальним рухом газів, що примикає, підйомна конвективна шахта - вертикальна. П-подібна компоновка котлоагрегату: розімкнута - два вертикальних газохода (підйомний-топкова камера, опускний - конвективна шахта) і сполучає їх горизонтальний газохід; зімкнута - з розміщенням конвективної шахти безпосередньо за топковою камерою, відокремленою щільним екраном. Баштова компоновка котлоагрегату-топкова камера і конвективний газохід утворюють єдину шахту з підйомним рухом газів.

Продуктивність (потужність) парового котлоагрегату - кількість пари, що виробляється котлоагрегатом в одиницю часу. Номінальна продуктивність парового котлоагрегату - найбільша продуктивність, яку котлоагрегат повинен забезпечувати в тривалій експлуатації при спалюванні основного палива при номінальних параметрах пари і живильної води. Мінімальна продуктивність-найменше навантаження, при якому котлоагрегат може тривало працювати без порушення циркуляції та процесу горіння. Мінімальне навантаження барабанного котлоагрегату: за умовами

надійності циркуляції 55-65% номінальної, за умовами горіння 55-60% без підсвічування-для вугільних котлоагрегатів, для газомазутних – немає обмежень. Теплопродуктивність (потужність) водогрійного котлоагрегату - кількість тепла, передана воді в одиницю часу (Гкал/год). Номінальна теплопродуктивність водогрійного котлоагрегату - найбільша теплопродуктивність, яку котлоагрегат повинен забезпечити при спалюванні основного палива і номінальних параметрах води. Номінальний тиск пари - прийнятий при проектуванні котлоагрегату абсолютний тиск пари безпосередньо за парозбірною камерою пароперегрівача, а при відсутності його - безпосередньо перед паропроводом до споживача пари при номінальній продуктивності котлоагрегату.

Номінальна температура пари - температура пари, яка повинна забезпечуватися безпосередньо за пароперегрівачем, при номінальних значеннях основних. Номінальна температура живильної води - прийнята при проектуванні котлоагрегату для його номінальної паропроductивності температура води перед входом в економайзер або інший, що відноситься до котлоагрегату, підігрівач живильної води (до відводу на пароохолоджувач) або за відсутності їх у барабані котлоагрегату.

У котельних установках систем централізованого теплопостачання застосовуються парові котлоагрегати з природною циркуляцією, з перегрівом або без перегріву пари і водогрійні прямоточні котлоагрегати з примусовою одноразовою циркуляцією. При проектуванні необхідно враховувати наступні положення ГОСТ. Номінальні значення продуктивності котлоагрегату та температури пари, відповідно ГОСТ, забезпечуються при спалюванні палива, прийнятого при проектуванні в якості основного. Продуктивність і температура пари для інших видів палива встановлюються за погодженням з заводом-виробником. Для уніфікованих серійно випущених котлоагрегатів неблочних установок при зміні продуктивності в межах 10% номінальної таке узгодження не потрібно. На основі конструкцій котлоагрегатів стандартних типорозмірів за погодженням з заводом-виробником при наявності техніко-економічного обґрунтування допускається виготовлення: котлоагрегатів з тиском пари 14 кгс/см² і температурою 250, 300 або 350°C, а також з тиском пари 24 кгс/см² і температурою 300, 350 або 380°C; котлоагрегатів з тиском пари 40 кгс/см² і температурою 300°C або без пароперегрівача. Котлоагрегати з тиском пари 40 кгс/см², за винятком працюючих на високосірчистому паливі, повинні допускати роботу при температурі живильної води не нижче 100°C. Можливість збереження теплопродуктивності барабанних котлоагрегатів,

відповідно їх номінальній продуктивності, повинна встановлюватися за погодженням з заводом-виробником.

Номінальна продуктивність і температура пари з урахуванням допустимих відхилень забезпечуються при відхиленні температури живильної води в межах 10°C номінальною і при нормативній величині безперервної продувки.

Допустима мінімальна витрата води через котлоагрегат визначається відповідно до «Правил будови і безпечної експлуатації парових та водогрійних котлів» і повинен забезпечити недогрів води до кипіння на виході з котлоагрегату при максимальному навантаженні і робочому тиску у вихідному колекторі не менше 20°C .

Парові котлоагрегати по продуктивності і тиску пари умовно об'єднуються в такі групи: по продуктивності: до 25 т/год - малої, від 35 до 75 т/год - середньої, 100 і 160 т/год - великої продуктивності; по тиску пари: з тиском пари 14 і 24 кгс/см^2 - низького, 40 кгс/см^2 - середнього тиску.

Водогрійні котлоагрегати поділяються за теплопродуктивності: до 10 Гкал/год - котлоагрегати малої продуктивності, 20 і 30 Гкал/год - середньої, 50, 100 і 180 Гкал/год - великої.

8.2 Котлоагрегати парові малої продуктивності

До котлоагрегатів малої продуктивності відносяться котлоагрегати ДКВР, КЕ, ДЕ і Е-ГМН - парові двохбарабанні вертикально-водотрубні з природною циркуляцією, низького і середнього тиску, не енергетичного призначення, виготовляються Бійським котельним заводом.

Котлоагрегати ДКВР. Вся серія котлоагрегатів ДКВР на тиск пари 14 і 24 кгс/см^2 має загальну конструктивну схему - екрановану топкову камеру, поздовжнє розміщення барабанів і розвинений котельний пучок з коридорним розташуванням кип'ятильних труб. Котлоагрегати різної продуктивності відрізняються по довжині і ширині. Рух газів в котлоагрегатах - горизонтальне поперечне з кількома поворотами, за винятком котлоагрегатів ДКВР-20, в яких застосована пролітна схема руху газів. Схема випаровування одноступенева з всередині барабанними сепараційними пристроями; у ДКВР-10-39 і ДКВР-20 - двоступенева (перша ступінь випаровування - всередині барабанні сепараційні пристрої, друга - виносні циклони) з живленням контурів випаровування другого ступеня з нижнього барабана. Котлоагрегати ДКВР можуть працювати на всіх видах твердого палива, включаючи фрезерний торф і деревесні відходи, а також на

рідкому і газоподібному паливі. Котлоагрегати ДКВР виконуються у важкій обмурівці або в полегшеній зі сталевією обшивкою, що дозволяє застосовувати напіввідкриту установку.

У процесі експлуатації котлоагрегатів ДКВР була виявлена їх стійка робота з продуктивністю, що перевищує номінальні значення, в залежності від температури живильної води, наявності або відсутності пароперегрівача і хвостових поверхонь нагріву, виду та якості палива, що спалюється. Можливість підвищення продуктивності котлоагрегатів повинна враховуватися в проектах реконструкції котелень.

Підвищення навантаження котлоагрегатів ДКВР понад номінальне вимагає, щоб при проектуванні котелень були дотримані такі умови.

1. Проведення докотлової обробки живильної води, організація контролю за її якістю і безнакипним станом поверхонь нагріву котла, особливо при спалюванні мазуту і газу.

2. При спалюванні мазуту і газу: ізоляція частин, що обігріваються, верхнього барабана, розташованих в топці і камері догорання, застосування короткопламенних форсунок і пальників; при спалюванні сірчистого мазуту - введення рідкої присадки ВНИИ НП-106.

3. Температура газів за котлоагрегатом перед хвостовими поверхнями нагріву не повинна бути вище 400-450°C як за умовами циркуляції, так і скипання води в чавунних водяних економайзерах.

4. Не можна допускати спалювання сірчистих палив при тиску пари менше 5 - 6 кгс/см².

8.3 Котлоагрегати КЕ, ДЕ і Е-ГМН

Серія спеціалізованих парових котлоагрегатів низького тиску продуктивністю від 2,5 до 25 т/год розроблена ЦКТИ і Бійським котельним заводом: типу КЕ - для спалювання твердого палива шарами; типу ДЕ - газомазутні для роботи на врівноваженій тязі; типу Е-ГМН - газомазутні для роботи під наддувом. Котлоагрегати серії призначені для поступової заміни котлоагрегатів ДКВР.

Котлоагрегати - двохбарабанні, вертикально-водотрубні з екранованою топковою камерою і розвиненим конвективним пучком із гнутих труб. Щільне екранування топкових камер і конвективних газоходів дозволило виконати котлоагрегати в полегшеній обмурівці. Шарові котлоагрегати КЕ по взаємному розташуванню топкової камери і конвективного пучка повторюють конструктивну схему котлоагрегатів

ДКВР. Бічні екрани виконані з більш щільним кроком $s/d = 1,04$, зменшений також крок труб кип'ятільного пучка (90 замість 100 мм). Котлоагрегати комплектуються шаровими механічними топками з пневмомеханічними завантажувачами і ґратами зворотного ходу (ТЛЗМ і ТЧЗ), призначеними для спалювання кам'яного і бурого вугілля і працюючими при підвищених теплових напруженнях дзеркала горіння. Це дозволило прийняти для котлоагрегатів КЕ-4 геометричні розміри топкових камер котлоагрегатів ДКВР-2,5, для котлоагрегатів КЕ-6,5 і КЕ-10 - розміри топкових камер відповідно котлоагрегатів ДКВР-4 і ДКВР-6, 5. Значення напруги дзеркала горіння, прийняті при проектуванні цих котлоагрегатів, для роботи на відсортованих кам'яних вугіллях можуть бути підвищені і відповідно збільшена їх теплова потужність. Топкові камери утворені бічними екранами, фронтовою і задніми стінками з вогнетривкої цегли. Котлоагрегати КЕ-2,5; КЕ-4; КЕ-6,5 і КЕ-10 виконані у низькій компоновці. Між топкою і котельним пучком розташована камера догорання. Димові гази омивають котельний пучок поперечним потоком з поворотами в горизонтальній площині. При наявності пароперегрівача частина кип'ятільних труб не встановлюється.

На котлоагрегати КЕ-2,5, КЕ-4 і КЕ-6,5 поширюються технічні умови ТУ 108-558-75, на котел КЕ-10 - умови ТУ 24-3-494-74, за якими їх поставка здійснюється одним транспортабельним блоком, помости та драбини поставляються окремо. Блоки котлоагрегатів можуть поставлятися в обмурівці і обшивці або без обмурівки і обшивки, при цьому обмурівка та ізоляційні матеріали в обсяг постачання не входять, а обшивка постачається пакетами для установки на монтаж. Топкові пристрої до складу блоку не включаються. Технічні умови допускають за погодженням з Бійським котельним заводом переклад котлоагрегатів на рідке і газоподібне паливо.

Котлоагрегат КЕ-25 виконаний у високому компонованні з винесеною повністю екранованою топковою камерою. Задній топковий екран утворює фестон, що відокремлює камеру догорання; лівий боковий екран вертикальний, правий Г-подібний переходить в стельовий екран. Нижні колектори бічних екранів служать охолоджуючими панелями топки, верхні колектори розташовані в котельній камері асиметрично осі котлоагрегату. Рух газів в котельному пучку пролітний.

На котлоагрегати КЕ-25 поширюються технічні умови ТУ 24-3-495-74, поставка котлоагрегатів здійснюється трьома транспортабельними блоками: два топкових (передній і задній) і конвективний блок. Окремо поставляються деталі, що не ввійшли в блоки за умовами транспортування і

монтажу. Блоки виконуються в обмурівці і обшивці, за умовами замовлення можуть бути поставлені без обмурівки і обшивки. Рух газів в камері догорання походить від середини топки на фронт і далі в котельний пучок, що запобігає закид часток палива в камеру догорання і забезпечує їх повне вигорання. Що знаходиться збоку від топкової камери конвективний пучок утворений коридорно розташованими трубами, розвальцьованої у верхньому барабані діаметром 1000 і нижньому барабані діаметром 700 мм.

Газомазутні котлоагрегати ДЕ характерні конструктивною схемою, при якій топкова камера розташована збоку від конвективного пучка, що виключає обігрів верхнього барабана і значно зменшує площу огороджувальних поверхонь. Котлоагрегати різних типорозмірів мають загальний поперечний профіль, відрізняються довжиною та організацією руху газів в конвективному газоході. Камера згорання котлоагрегату повністю екранована, задній і бічні екрани щільні з труб $\varnothing 51 \times 2,5$ з кроком 55 мм; фронтний і задній екрани вертикальні з верхніми і нижніми камерами; бічні екрани завальцьовано в барабани. Вертикальний бічний екран відокремлює топкову камеру від конвективного пучка, бічний екран із гнутих труб переходить в стельовий і подовий. Наприкінці щільного екрану, що відокремлює топкову камеру від котельного пучка, виконаний фестон, через який топкові гази надходять в екранований конвективний газохід. У конвективному газоході котлоагрегатів ДЕ-4, ДЕ-6,5 і ДЕ-10 рух газів двоходовий з поворотом в горизонтальній площині і виходом з боку задньої стінки обмурівки конвективного газоходу. У конвективному газоході котлоагрегатів ДЕ-4, ДЕ-6,5 і ДЕ-10 рух газів двоходовий з поворотом в горизонтальній площині і виходом з боку задньої стінки обмурівки конвективного газоходу, фундамент. Поставляються одним блоком в обшивці і обмурівці, В котлоагрегатах ДЕ-16 і ДЕ-25 - багатоходова з поворотами у вертикальній площині і виходом з фронту котлоагрегату в газохід, що проходить над топковою камерою. Обдування конвективного газоходу для всіх типорозмірів - бічна. Котлоагрегати безкаркасні з жорсткою рамою, яка через опорні елементи спирається на окремо постачальні деталі, що не ввійшли в блоки за умовами транспортування і монтажу До котлоагрегатів КЕ і ДЕ встановлюються винесені хвостові поверхні нагрівання. До котлоагрегатів КЕ при спалюванні кам'яного вугілля встановлюються чавунні економайзери, при спалюванні вологого бурого вугілля - трубчасті повітряпідігрівачі, до котлоагрегатів ДЕ чавунні економайзери.

У проектах котелень по заданому виду палива перевіряються характеристики топкових пристроїв і допоміжного обладнання, виконуються креслення трубопроводів. Креслення обмурівки та компоновання топкових пристроїв надходять до замовника з заводу - виробника котлоагрегатів, відступи від цих креслень допускаються тільки за погодженням з заводом.

Котлоагрегати Е-ГМН для роботи під наддувом. У серію включені котлоагрегати продуктивністю 4; 6,5; 10; 16 і 25 т/год, що мають єдиний конструктивний профіль і різну довжину. Верхні барабани $\varnothing 1000$ мм і нижні $\varnothing 700$ мм з товщиною стінки 13 мм. Топкові камери всіх котлоагрегатів мають ширину по осях крайніх труб 1830 мм. Глибина топкової камери котлоагрегату продуктивністю 4 т/год дорівнює 1980 мм, 25 т/год - 7200 мм. Середня висота топкової камери 2600 мм. Камера згоряння відділяється від конвективного пучка газошільною перегородкою з вікном для входу газів у конвективний пучок. Труби перегородки та огорожуючих поверхонь зі зварних газошільних панелей з'єднуються з барабанами на зварюванні. Кінці труб заднього і фронтального екранів приварюються до верхньої і нижньої гілки С-образних колекторів. Конвективний пучок утворений коридорно-розташованими вертикальними трубами $\varnothing 51 \times 2,5$ мм, розвальцьованими у верхньому і нижньому барабанах. У пучках котлоагрегатів продуктивністю 4-16 т/год встановлені поперечні чавунні перегородки, що забезпечують поздовжньо-поперечне омивання пучків. У котлоагрегатах продуктивністю 16 і 25 т/год передбачається установка пальникових пристроїв, з попередньою газифікацією палива (ГМП); для котлоагрегатів продуктивністю 4, 6,5 і 10 т/год використовуються фронтальні пристрої пальників ГМП. Поставка котлоагрегатів у вигляді єдиного транспортабельного блоку дозволяє включити всі циркуляційні контури, крім заднього і фронтального екранів. В якості хвостових поверхонь нагріву передбачаються дренажні сталеві гладкотрубно-зм'євикові економайзери з коридорно-розташованими трубами $\varnothing 28 \times 3$ мм. Пакет економайзера розміщується у фронтальній частині конвективного газоходу.

8.4 Котлоагрегати парові середньої продуктивності

Котлоагрегати парові середньої продуктивності, застосовані в котельних установках, виконуються барабанними з природною циркуляцією і виготовляються Білгородським котлобудівельним заводом. За окремими замовленнями виготовляються котлоагрегати для спалювання сланців. Відмінні особливості котлоагрегатів: часткова уніфікація по паливу,

конструктивним вузлам і елементам, щільне екранування топкової камери, блочність конструкції і полегшена обмурівка. Уніфікація по паливу полягає в тому, що конструкція котлоагрегатів передбачає їх використання при збереженні щодо високого ККД для спільного чи роздільного спалювання різних палив: природного газу і мазуту; твердого палива - кам'яних, бурого вугілля і фрезерного торфу. При спалюванні широкої гами палив, різних за вологістю, обсяги продуктів згорання, що проходять через один і той же котлоагрегат, повинні відрізнятись не більше ніж на 15 - 18% при наявності конвективних пароперегрівачів і на 20-25% - радіаційних.

Котлоагрегати газомазутні. Для них характерні більш висока теплонапруга топкового обсягу, ніж для пиловугільних, що знижує їх габаритні розміри і металомісткість, можливість роботи з мінімальними надлишками повітря, менші обмеження по температурі газів, що йдуть на виході з топки на відміну від умов камерного спалювання твердих палив, пов'язаного з розм'якшенням золи. Температура вихідних газів для мазутних котлоагрегатів і, відповідно втрати тепла з газами, приймаються вище, ніж для пиловугільних. Для роботи котлоагрегатів на газі характерне більш високе, ніж при спалюванні мазуту, теплопоглинання в котельній камері і пониження температурного рівня за всіма газоходами, що призводить до зниження температури перегріву пари і має враховуватися в проекті котельної установки. Крім того, через зниження температури відхідних газів виникає небезпека низькотемпературної корозії першої по ходу повітря секції повітропідігрівника. У котлоагрегатах, що спалюють мазут, на конвективних поверхнях нагріву утворюються відкладення, що призводять до низькотемпературної корозії, особливо небезпечною в інтервалі температур від 105 до 120°C, що вимагає проведення спеціальних заходів щодо захисту поверхонь нагріву, що передбачаються в проекті котельні. Газомазутні котлоагрегати відрізняються широкими можливостями автоматичного регулювання процесів горіння. Котлоагрегати виконані з П-подібним компонуванням поверхонь нагріву за однією з двох конструктивних схем: одnobарабанні або двобарабанні. Одnobарабанні котлоагрегати - БГМ-35М, ГМ-50-1 і БКЗ-75-39ГМА. У котлоагрегатах БГМ-35М і БКЗ-75-39ГМА конвективна шахта розташована за горизонтальною поворотною камерою. У котлоагрегатах БГМ-35М і БКЗ-75-39ГМА конвективна шахта розташована за горизонтальною поворотною камерою. Котлоагрегат ГМ-50-1 виконаний із зімкнутими газоходами, з шамотною розділовою екранованою стінкою між топковою камерою і конвективною шахтою. Топкові камери котлоагрегатів повністю екрановані, за винятком

котлоагрегату БГМ-35М, що має гарячу підлогу. Под котлоагрегату ГМ-50-1 двоскатний, утворений трубами заднього і фронтного екранів. Под котлоагрегату БКЗ-75-39ГМА-односхилий, утворений трубами заднього екрану. У верхній частині труби задніх екранів розведені в фестони. Екрани розділені на самостійні циркуляційні контури по числу блоків топки. Барабани всіх котлоагрегатів розташовані над топковою камерою. Пароперегрівачі котлоагрегатів БГМ-35М і БКЗ-75-39ГМА розташовані в горизонтальних газоходах, котлоагрегату ГМ-50-1 - в конвективній шахті. Пароперегрівачі всіх котлоагрегатів складаються з двох ступенів, у розтин між якими включені поверхневі пароохолоджувачі. Перед першим і між першим і другим пакетами пароперегрівача встановлюються стаціонарні обдувальні пристрої. Компонування хвостових поверхонь нагріву: в котлоагрегатах БГМ-35М і БКЗ-75-39ГМА в конвективній шахті послідовно розташовані економайзер і повітропідігрівач, в котлоагрегаті ГМ-50-1 економайзер розташований в конвективній шахті, повітропідігрівач винесений з шахти і встановлений на самостійному каркасі.

До двобарабанных котлоагрегатів відноситься ГМ-50-14, конвективна шахта якого розташована за горизонтальною поворотною камерою. Камера згорання повністю екранована, труби фронтного і заднього екранів в нижній частині утворюють похилу двоскатну підлогу, у верхній частині труби заднього екрану розведені в фестон; труби бічних екранів у верхній частині утворюють стелю топки; екрани розділені на самостійні циркуляційні контури по числу блоків топки. У горизонтальному газоході між барабанами розташований вертикальний котельний пучок, барабани з'єднані по торцях двома рядами неопалюваних опускних труб; в центрі котельного пучка, уздовж барабанів, розташований ряд опускних труб, що обігріваються. Живлення всього чистого відсіку екранної системи здійснюється з нижнього барабана. Компонування конвективних поверхонь нагріву котлоагрегату ГМ-50-14: в конвективній шахті послідовно розташовані пароперегрівач і повітропідігрівач; економайзер - за шахтою, на самостійному каркасі.

Всі газомазутні котлоагрегати обладнуються комбінованими газомазутними пальниками для попереминого спалювання газу і мазуту. Для підтримки постійної температури перегріву пари при зміні виду палива встановлюються додаткові форсунки механічного розпилювання. Котлоагрегати, що працюють тільки на мазуті обладнуються форсунками механічного розпилювання.

Всі газомазутні котлоагрегати мають верхній вихід газів, а котлоагрегат БКЗ-75-39ГМА-нижній. Для очищення конвективних поверхонь

нагріву передбачені установки дробового очищення. Конструкція котлоагрегатів БГМ-35М і ГМ-50-1 передбачає можливість їх установки в районах з сейсмічністю до 7 балів, ГМ-50-14 і БКЗ-75 39ГМА - до 8 балів.

8.5 Котлоагрегати водогрійні і пароводогрійні

Водогрійні котлоагрегати виконуються безбарабанними з прямоточним рухом води. Поверхні нагрівання виконані з труб малого діаметра у вигляді вертикальних екранних панелей, розташованих на стінках камери згорання, і горизонтальних пакетів змієвиків, розміщених в конвективній шахті, в яких відбувається підігрів мережної води при примусовому русі. Гідравлічний опір в системі поверхонь нагріву долається за рахунок напору, створюваного мережевими насосами. При розробці конструкцій водогрійних котлоагрегатів за основу був прийнятий температурний графік роботи систем теплопостачання 150/70°C. Для котлоагрегатів теплопродуктивністю 30 Гкал/год і вище було враховано підвищення температури в теплових мережах до 200 °С.

Котлоагрегати запроектовані на природному газі, мазуті та твердому паливі в горизонтальному компонованні, П-образного і баштового типу; призначені для роботи в якості основного джерела теплопостачання (районні котельні) і пікового для установки на ТЕЦ.

Котлоагрегати горизонтальній компоновки, призначені для спалювання газу (КВ-Г), газу і мазуту (КВ-ГМ), твердого палива в шарі (КВ-ТС), а також котлоагрегати П-образного типу для спалювання газу і мазуту (КВ-ГМ) і пилувугільного спалювання твердого палива (К.В-ТК) представляють собою уніфіковані серії водогрійних котлоагрегатів, розроблені спільно ЦКТИ і Дорогобужским котельним заводом, спеціалізованим з випуску водогрійних котлоагрегатів.

Перспективним є застосування водогрійних котлоагрегатів з спалюванням газу і мазуту в циклонних предтопках. Набувають поширення пароводогрійні котлоагрегати, виконані на базі водогрійних П-образного типу.

Котлоагрегати горизонтального компоновання. Конструкція котлоагрегатів розроблена з урахуванням максимального ступеня заводської блочності та уніфікації деталей, елементів і вузлів котлоагрегатів, що працюють на різних видах палива. Для котлоагрегатів КВ-ТС ухвалено обмеження по вигляду і якості палива: не підлягають спалюванню

високозольні, високовологе буре вугілля, відходи вуглезбагачення, а також сланці, торф.

Газомазутні котлоагрегати КВ-ГМ-10, КВ-ГМ-20 і КВ-ГМ-30 і котлоагрегати КВ-ТС-10 і КВ-ТС-20 для шарового спалювання твердого палива без повітропідігрівника і котлоагрегати КВ-ТСВ-10 і КВ-ТСВ -20 с повітронагрівачем мають єдиний профіль і розрізняються тільки глибиною топкової камери і конвективної шахти. Камера згорання має горизонтальну компоновку. Конфігурація камери в поперечному розрізі повторює профіль залізничного габариту. Конвективна поверхня нагріву розташована у вертикальній шахті з підйомним рухом газів. Камера згорання котлоагрегатів КВ-ГМ повністю екранована. У задній частині топкової камери є проміжна екранована стінка, що утворить камеру догорання, екрани проміжної стінки виконані дворядними. Схема екранування топкової камери шарових котлоагрегатів відрізняється від газомазутних відсутністю подових екранів. Конвективна (водогрійна) поверхня нагріву у всіх котлоагрегатів розташована у вертикальній шахті з повністю екранованими стінами. Передня стіна конвективної шахти, що є одночасно задньою стінкою топки, виконана у вигляді суцільнозварного екрану, що переходить у нижній частині в чотирьохрядний фестон. Бічні екрани конвективної шахти є колекторами конвективної поверхні нагрівання, виконаної з U-образних ширм. Повітропідігрівач котлоагрегатів КВ-ТСВ винесений за межі конвективної шахти. Конвективні блоки котлоагрегатів КВ-ГМ, КВ-ТС і КВ-ТСВ конструктивно оформлені однаково, блок котлоагрегатів КВ-ТСВ складається з одного конвективного пакету. Схема циркуляції КВ-ГМ-10 і КВ-ТС-10: послідовний рух води по поверхнях нагріву, вхід - у нижній колектор лівого бокового топкового екрана, вихід - з нижнього лівого колектора конвективного блока; в КВ-ГМ-20 і КВ-ТС -20 - вхід води в нижні лівий і правий колектори топкового блоку паралельно, вихід - з нижнього лівого колектора конвективного блоку.

Обмурівка натрубна, несучого каркаса немає. Топковий і конвективний блоки мають опори, приварені до нижніх колекторів котлоагрегату. Кількість опор залежить від типорозміру і габариту котлоагрегату. Опори на стику топкового і конвективного блоків нерухомі. Котлоагрегати, що працюють на мазуті, обладнуються дробовим очищенням.

Котлоагрегати П-подібної компоновки мають зімкнуте розташування поверхонь нагріву і складаються з топкової камери і конвективної шахти. Камера згорання, стіни і стеля поворотної камери і стіни конвективної шахти екрановані. Конвективна поверхня складається з U-образних ширм.

Циркуляційна схема котлоагрегатів передбачає можливість роботи за двома режимами: основному і піковому. При основному режимі мережна вода проходить через всі елементи поверхонь нагріву послідовно, при піковому паралельно, двома потоками. При роботі на мазуті здійснюється підігрів повітря в калориферах, для очищення конвективних поверхонь нагріву, передбачена дробове очищення. Вихід димових газів - нижній, двома паралельними газоходами. Обмурівка полегшена натрубна. Котлоагрегати поставляються великими блоками. Котлоагрегати призначені для роботи в якості основного джерела тепlopостачання, надійні при роботі на мазуті. У котельній камері за рахунок установки верхніх колекторів для фронтного і заднього екранів здійснено підйомний рух води у всіх інтенсивно трубах, що обігріваються. Котлоагрегати обладнані комбінованими газомазутними пальниками, розташованими на бічних стінах топкової камери. Типовим компонуванням котлоагрегату передбачена подача повітря до пальників двома дуттєвими вентиляторами паралельно включеними на загальний напірний повітропровід, з розведенням по групах пальників на бічних стінах топки і індивідуальною подачею до кожної з них.

РОЗДІЛ 9 ВОДОПІДГОТОВКА

9.1 Якість природних вод. Визначення показників якості води. Освітлення і коагуляція води

Значення водопідготовки:

1) Забезпечити безнакипний режим котла. Відкладення на внутрішній поверхні труб котла мають низький коефіцієнт теплопровідності, що призводить до перегріву труб.

2) Вода може містити агресивні гази H_2O і O_2 . Вони призводять до кисневої корозії.

3) Деякі сполуки котлової води можуть переходити в пару (наприклад, кремнієва кислота).

Якість природних вод. Всі речовини, що містяться у воді можна розділити на зважені, колоїдні, молекулярно-дисперсні або іонно-дисперсні. Зважені частинки - це частки піску, глини, залишків рослинності і т.д. Кількість зважених часток у воді визначають ваговим методом.

Колоїдні речовини - це частинки як органічного, так і неорганічного походження з розмірами частинок $10^{-9} \dots 10^{-7}$ м. Колоїди органічного походження - це речовини, що додають жовтувате забарвлення воді. Молекулярно-дисперсні речовини - гази O_2 , CO_2 і солі MgSO_4 , Na_2SO_4 , CaSO_4 , NaCl , $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$ і іони солей (Mg^{2+} , Na^+ , ...).

Показники якості води.

1) Жорсткість. Являє собою сумарну кількість катіонів Mg^{2+} , Ca^{2+} . Загальну жорсткість позначають: $J_0 = \text{Mg}^{2+} + \text{Ca}^{2+}$. Вимірюється в мг-екв/л (це частка від ділення концентрації речовини у воді на еквівалентну вагу). Еквівалентний вага являє собою: $E_k = M/n$, де n - валентність речовини в даній реакції, M - молекулярна маса.

Жорсткість поділяється на: карбонатну та некарбонатну. Карбонатна жорсткість обумовлена присутністю у воді карбонатів кальцію і магнію ($\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$, $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$). Цю жорсткість називають тимчасовою, тому що при нагріванні води ці сполуки переходять відповідно в CaCO_3 і MgCO_3 , які випадають в осад. Некарбонатна жорсткість обумовлена присутністю таких сполук: сульфатів (MgSO_4 , CaSO_4) і хлоридів (MgCl_2 , CaCl_2).

2) Лужність. Лужність води - це наявність у ній речовин, при дисоціації дають підвищений вміст гідроксилу (OH). Позначається L_0 . Лужність також являє собою суму: $L_0 = L_{\Gamma} + L_{\text{Б}} + L_{\text{к}}$, де L_{Γ} - гідратна

лужність (ОН); L_B - бікарбонатна лужність (обумовлена наявністю HCO_3^-); L_K - карбонатна лужність (наявність $(\text{CO}_3)^{2-}$). Для води характерна бікарбонатна лужність. Загальна лужність вимірюється в мг-екв/л води. Тому, якщо $J_0 > L_0$, то вода буде нелужною, а якщо $J_0 < L_0$, то вода буде лужною.

3) Сухий залишок являє собою сумарний вміст нелетких колоїдних і молекулярно-дисперсних речовин. Визначається шляхом випарювання проби з наступним висушуванням при температурі $(110...120)^\circ\text{C}$. Вимірюється в мг/л води.

4) Окислюваність - характеризується наявністю речовини органічного походження. Характеризується кількістю O_2 необхідного для повного окислення органічних речовин, що містяться у воді. Вимірюється в мг/л.

5) Прозорість. Вимірюється висотою стовпа води, через який можна розрізнити друкований текст або хрестоподібні смужки (прозорість по хресту). Прозорість відносно визначає наявність зважених часток у воді.

9.2 Висвітлення води. Коагуляція води

Висвітленням води називається процес видалення з неї зважених і колоїдних речовин. Осадження та фільтрація - методи видалення зважених часток з води. Осадження здійснюється у великих ємкостях при повільному висхідному або горизонтальному русі води. При цьому на дно місткості опускаються тільки великі частки, вага яких більше ваги води. Фільтрацією називається процес пропуску води через пористу речовину, на поверхні і в порах якої затримуються зважені частинки. Фільтри називаються освітлювачами або механічними фільтрами. Вони бувають двох видів: закриті і відкриті. При водопідготовці застосовують подрібнений антрацит з розмірами $(1...2)$ мм, або кварцовий пісок з розмірами частинок $(0,5...1)$ мм.

У відкритих фільтрах процес фільтрації відбувається під напором шару води, розташованого над фільтруючим матеріалом. Це їх недолік. Такі фільтри застосовуються для питного водопостачання. Теплоенергетики застосовують фільтри закритого типу.

Коагуляція - це процес укрупнення, злиття колоїдних часток з метою їх подальшого осадження або уловлювання фільтром. Для протікання коагуляції у воду вводять спеціальні реагенти, які називаються коагулянтами. В якості коагулянтів застосовують: $\text{FeSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ - сірчаноокисле залізо і $\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3 \cdot 18\text{H}_2\text{O}$ - сірчаноокислий алюміній. При цьому може знижуватися лужність води. Тому на практиці в воду додають луг.

Схема коагуляційної установки представлена на рис. 9.1.

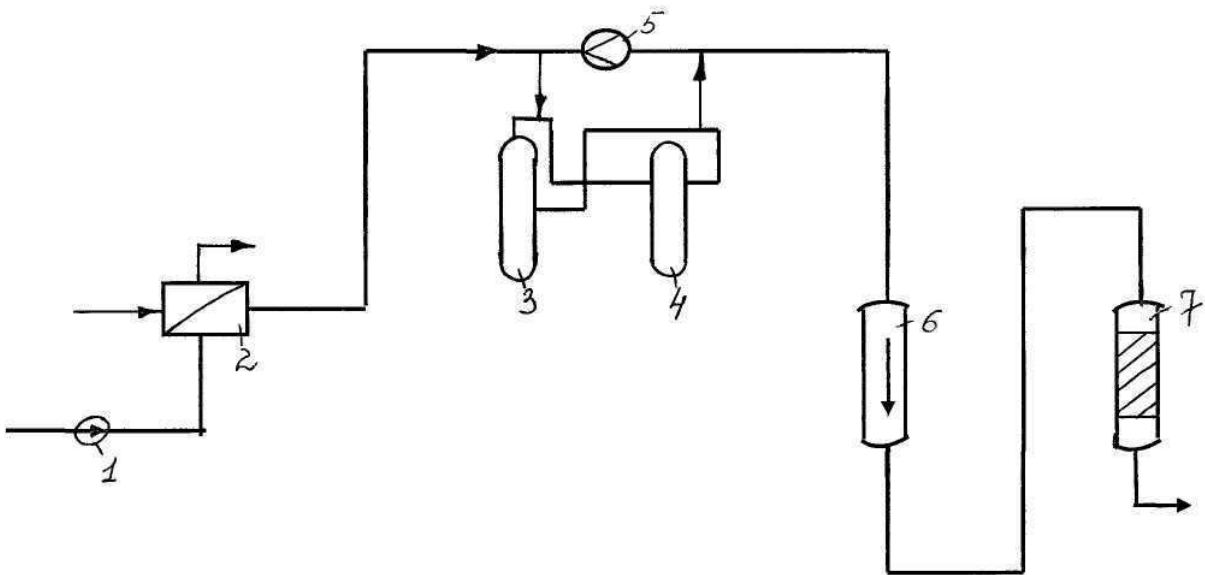


Рис.9.1 – Схема коагуляційної установки

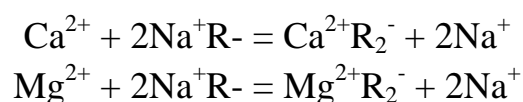
1 – насос, 2 – теплообмінник, 3 – дозатор луѓу, 4 – дозатор коагулянту,
5 – вимірювальна діафраґма, 6 – змішувач, 7 – освітлювач

Принцип дії установки. Вода під тиском подається в теплообмінник, де підігривається паром або гарячою водою. В залежності від витрати води, що вимірюється діафраґмою 5, у воду додається луѓ і коагулянт. Для кращого змішування з водою служить змішувач 6. У освітлювачі 7 утворилися пластівці, які видаляються з води.

9.3 Процеси катіонування. Водопідготовчі установки

Катіонування - це процес обміну катіонів між речовинами, розчиненими у воді і твердою речовиною, які є заглибленими в цю воду, що називається катіонітом. Катіон, який віддає катіоніт, називається обмінним. Na^+ , H^+ , NH_4^+ (амоній). Для котельних установок має місце тільки Na^+ .

Na - катіонування. Цей процес заснований на обміні катіонів жорсткості води Ca^{2+} , Mg^{2+} на катіон Na^+ . При цьому відбуваються хімічні реакції.



Таким чином, сутність процесу Na-катіонування полягає в поглинанні катіонітом катіонів жорсткості (Ca^{2+} , Mg^{2+}) в обмін на катіоніти Na^+ , що переходять у водні розчини. У водопідготовці застосовують сульфоуголь

СМ-1, КУ-2-8, З-100 (краще). Сульфовугілля отримують шляхом обробки кам'яного коксівного вугілля сірчаною кислотою. Сульфовугілля не можна застосовувати при температурах вище 70°C , так як воно піддається пептизації (розпад молекул). Крім того, воно володіє низькою механічною міцністю, має малу обмінну робочу ємність e_p , де e_p - це максимальна кількість катіонів, виражена в г-екв/ м^3 або мг-екв/л, яке може видалити з водного розчину 1м^3 катіоніту. Кращим на сьогоднішній день є катіоніт З-100 фірми Пьюролайт.

Na - катіонування проводять у вертикальних фільтрах (рис. 9.2).

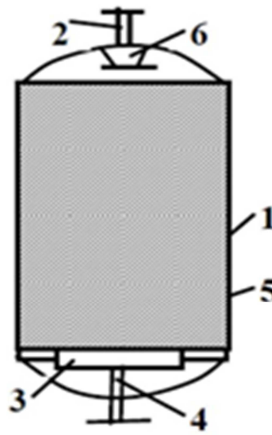


Рис.9.2 – Вертикальний фільтр

1 – корпус, 2 – підведення вихідної води, 3 – дренажно-розподільний пристрій, 4 – відведення зм'якшеної води, 5 – шар катіоніту, 6 – верхній розподільний пристрій

Робота катіонітних фільтрів. При контакті вихідної води з катіонітом починається процес обміну катіонітом, який завершується на деякій глибині шару катіоніту, утворюючи зону обміну 1 (рис.9.3), 2 - це свіжий катіоніт.

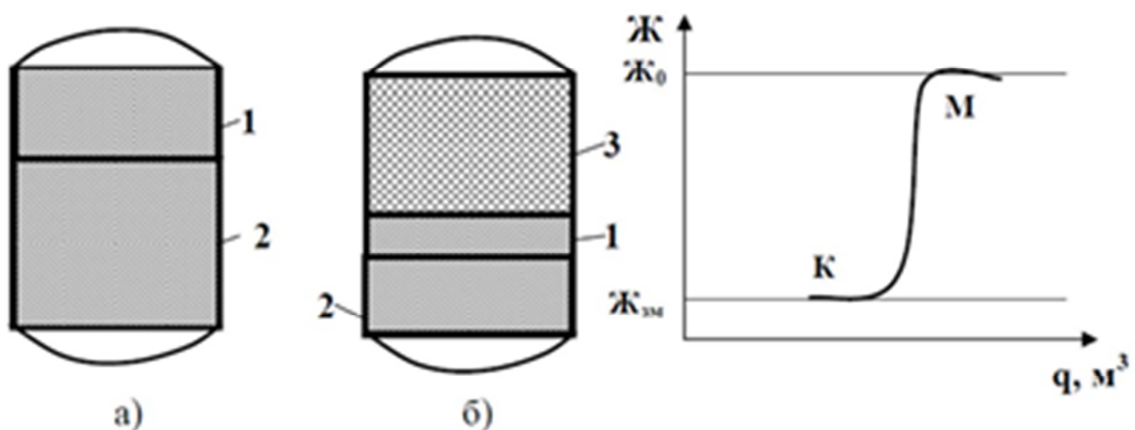


Рис. 9.3 – Катіонітові фільтри

1 – зона обміну, 2 – свіжий катіоніт, 3 – неробоча зона

Однак по мірі експлуатації фільтра відбувається поступове виснаження верхніх шарів і вони стають неробочими, утворюючи зону 3 - виснаженого катіоніту (рис. 9.3, б). Тут процес обміну також відбувається в зоні 1, яка вже знаходиться на деякій відстані від верхньої поверхні катіоніту. І так буде відбуватися до тих пір, поки нижня межа зони 1 не сполучається з нижньою межею зони 2. На графіку цьому моменту відповідає точка К, тобто фільтр повинен працювати до тих пір, поки він забезпечує необхідне пом'якшення води ($J = J_{ЗМ.}$), тому що в точці К починається проскакування катіонів жорсткості. Починаючи з моменту відповідному точці К на графіку, необхідно робити регенерацію фільтра.

Регенерація включає три операції:

- підпушення;
- регенерацію;
- відмивання.

Підпушення проводиться зворотним струмом, тобто подачею води знизу вгору, з метою усунення місцевих ущільнень у шарі катіоніту, а також виносу забруднень, що потрапили в шар і зруйнованих часток катіоніту. Регенерація проводиться (6...8)% розчином NaCl, який пропускається зверху вниз через шар катіоніту. При цьому катіоніт знову насичується обмінним катіоном натрію, віддаючи у водний розчин катіони жорсткості. Відмивання фільтра - це завершальна операція регенерації проводиться з метою видалення з фільтра катіонів жорсткості і залишків сольового розчину. Для цього використовується просвітлена або пом'якшена вода.

Схема водопідготовчої установки. Найпростішою є одноходова Na-катіонітна установка. Недоліком цієї схеми є те, що вихідна вода не повинна містити зважених і колоїдних часток, а також мати невелику лужність. Більш глибоке пом'якшення води можна отримати на двосхідчастій Na-катіонітній установці. Вихідна вода проходить послідовно Na-катіонітної фільтри першого і другого ступеня. Це дозволяє знизити жорсткість води до більш низьких значень, а також запобігти прослизанню катіонів жорсткості при виснаженні фільтра першого ступеня. Тому фільтр другого ступеня називається бар'єрним. Для води, що містить зважені колоїдні речовини, застосовують схему ВПУ: коагуляція - просвітлення - Na-катіонування.

9.4 Деаерація води

Деаерацією або дегазацією води називається процес видалення з води розчинених у ній газів CO_2 і O_2 . Цей процес є обов'язковим при організації водного режиму котлів. Тому що CO_2 і O_2 , потрапляючи з живильною водою в випарну систему, призводять до корозії, яка отримала назву кисневої, її також називають виразковою.

Закон Генрі. На практиці набули поширення процеси термічної деаерації, заснованої на законі Генрі. Закон Генрі каже: кількість газів, розчинених при даній температурі в одному кубометрі рідини, пропорційна тиску газу над поверхнею цієї рідини.

Залежно від тиску, підтримуваного в апараті, при термічній деаерації розрізняють:

- вакуумну деаерацію, коли $P_0 < 0,03$ МПа;
- атмосферну деаерацію, коли $P_0 = 0,12$ МПа;
- деаерацію при підвищеному тиску, коли $P_0 = (0,6 \dots 0,8)$ МПа.

Апарати, в яких відбувається деаерація, називаються деаераторами. Вони поділяються відповідно на вакуумні, атмосферні і підвищеного тиску. При атмосферній деаерації температура деаерованої води становить 104°C . Для здійснення термічної деаерації необхідно:

1. Забезпечити підігрів води до температури кипіння.
2. Забезпечити достатній час контакту води з гріючою парою.
3. Забезпечити видалення з апарату газів O_2 і CO_2 , які виділяються разом з відпрацьованим парою.

Відповідно до стандарту залишковий вміст кисню в деаерованій воді не повинен перевищувати, при тиску пари $P_n \leq 4$ МПа, ≤ 30 мкг / кг, якщо $P_n = (4 \dots 10)$ МПа, то ≤ 20 мкг/кг.

Деаератори атмосферного типу. Схема деаератора атмосферного типу представлена на рис. 9.4.

Деаератор включає два елементи: бак-акумулятор і деаераторну колонку. У середині колонки розташовані тарілки з перфорацією. На верхні тарілки подається хімічно очищена вода і конденсат, у вигляді тонких струменів переливаються з тарілки на тарілку. Назустріч цим струмкам подається пар. При контакті пара з водою остання нагрівається до кипіння. Гази, що виділилися з води, разом з несконденсованим паром видаляються у верхній частині колонки і направляються в охолоджувач випаровування (гази + пар) для підігріву води, яка надходить. Деаерована вода збирається в баку, з якого направляється до котлів.

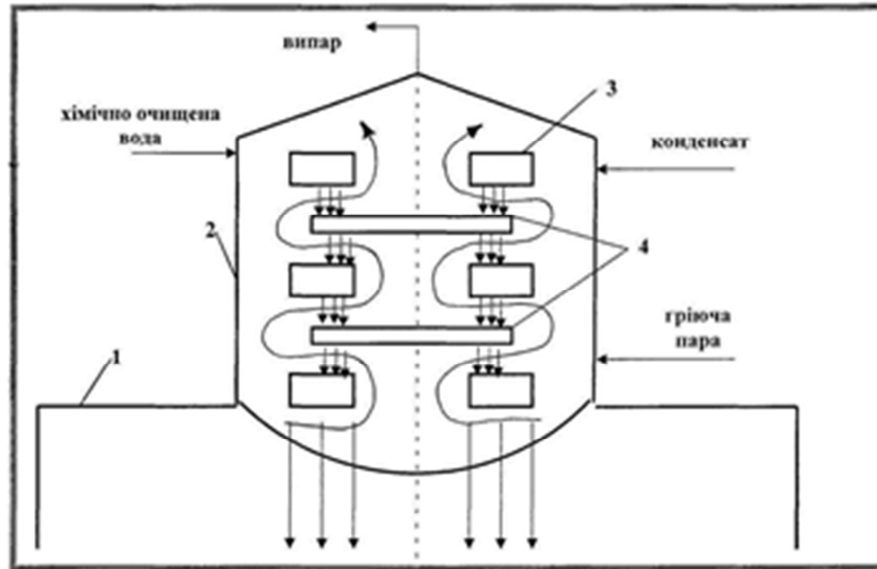


Рис. 9.4 – Деаератор атмосферного типу

1 – бак-акумулятор, 2 – деаераторна колонка, 3 – верхня розповсюджувальна тарілка, 4 – проміжні тарілки

РОЗДІЛ 10

ВТОРИННІ ЕНЕРГОРЕСУРСИ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ

10.1 Класифікація і загальна характеристика вторинних енергоресурсів

Зовнішні енергоресурси, які споживає підприємство для технологічних та господарсько-побутових потреб називають первинними енергоресурсами (ПЕР) . Вторинні енергоресурси (ВЕР) - це ЕР (запас енергії) в продукції, відходах і проміжних продуктах виробництва (технологічного процесу), які не використовуються в самому виробництві, але при даному рівні розвитку техніки може повністю або частково використовуватися для енергопостачання інших виробництв або процесів, а в деяких випадках і для тих виробництв, в яких утворилися ВЕР .

Перший напрямок використання ВЕР називають зовнішнім, а другий - внутрішнім. Приклади зовнішнього і внутрішнього використання ВЕР: теплота відхідних газів нагрівальних печей використовується для підігріву води в системах опалення (зовнішній напрямок), теплоту тих же газів використовують для підігріву повітря, яке необхідне для спалювання природного газу в нагрівальній печі (внутрішній напрямок).

ВЕР класифікують за видами на три групи : паливні (горючі) , теплові та ВЕР надлишкового тиску.

Горючі ВЕР (ГВЕР) - це відходи технологічних процесів, які містять в собі хімічно зв'язану теплоту і не використовуються як котельно-пічне паливо. До ГВЕР неможливо відносити продукти і відходи паливопереробних установок, що містять пов'язану теплоту, тому, що вони є низькосортними видами переробленого палива. Це відходи нафтопереробних заводів - мазут, газоперегонних установок, вуглезбагачувальних заводів - вугілля марки АШ зі значним вмістом мінеральної складової ($A \approx 50\%$). Приклади ГВЕР: доменний і коксовий газ, тріска, стружка, тирса деревообробних підприємств та ін.

Теплові ВЕР (ТВЕР) - це фізична теплота відхідних газів технологічних агрегатів, основної, побічної і проміжної продукції та відходів основного виробництва. До теплових ВЕР відносять всю попутно вироблену теплоту з парою і гарячою водою в енерготехнологічних агрегатах. До ТВЕР не відносять фізичну теплоту повернутих від споживачів пари, конденсату, а також фізичну теплоту потоків схем регенерації. Приклади ТВЕР: теплота

відхідних газів котлів та печей, теплота стисненого повітря після компресора, теплота охолодження підшипників нагнітачів, двигунів та ін.

ВЕР надлишкового тиску (ВЕРНТ) - це потенційна енергія газів, водяної пари, рідин, що виходять з технологічних агрегатів з надлишковим тиском, який необхідно знижувати перед подальшим використанням або при викиді в атмосферу. Це найменш розповсюджені ВЕР. Приклади ВЕРНТ: тиск газу перед ГРП, тиск пари перед РОУ, тиск доменного газу на виході з доменної печі.

Усі три види ВЕР - це енергоресурс, носієм якого є матеріальна субстанція - носій ВЕР. Приклади носіїв ВЕР: водяний пар, вода, гази, що відходять, стиснене повітря, шлак, вода безперервного продування парових котлів та ін. Кожен носій ВЕР має свої теплофізичні властивості: щільність, теплоємність, теплопровідність, в'язкість, однорідність складу, агресивність, агрегатний стан, плинність, наближеність до фазових переходів, тиск і температура.

Через те, що ВЕР пов'язані з технологічними процесами, то витрата носія ВЕР залежить від режиму роботи технологічних агрегатів: стабільний або переривчастий, з постійним або часткової навантаженням протягом зміни, доби, місяця і сезону року.

10.2 Кількісна характеристика ВЕР

ВЕР характеризується наступними показниками: вихід ВЕР, вироблення енергії за рахунок ВЕР економія палива за рахунок ВЕР, ступінь використання ВЕР. Вихід ВЕР - кількість ВЕР, які утворилися в технологічному агрегаті за певний період часу (годину, зміна, доба і ін.).

Вихід горючих ВЕР

$$Q_{ТВЕР} = G_H Q_H^P, \quad (10.1)$$

де G_H - витрата носія ВЕР; Q_H^P - теплота згоряння носія ВЕР.

Вихід теплових ВЕР

$$Q_{ТВЕР} = G_H \Delta i = G_H C_p (t_H - t_0), \quad (10.2)$$

де t_H - температура носія ВЕР на виході з технологічного агрегату; t_0 - температура носія ВЕР перед наступною стадією технологічного процесу,

або температура навколишнього середовища, якщо носій ВЕР викидають в цю середу.

У разі, коли носій ВЕР - суміш, то

$$Q_{\text{ТВЕР}} = \sum_{i=1}^n \gamma_{Hi} G_H C_p (t_{Hi} - t_0) , \quad (10.3)$$

де γ_{Hi} - масова частка i -го компонента носія ВЕР.

Вихід ВЕРНТ оцінюють як роботу ізоентропного розширення. При носії ВЕР - рідини з тиском P_H на виході

$$Q_{\text{ВЕРНТ}}^P = \frac{P_H - P_0}{\rho} G_H, \quad (10.4)$$

де ρ - густина рідини; P_0 - тиск носія перед наступною стадією.

При носії – газі

$$Q_{\text{ВЕРНТ}}^\Gamma = G_H (i_H - i_0) , \quad (10.5)$$

Індекси «н» і «о» в рівняннях (10.4), (10.5) мають той же зміст, що і в рівнянні (10.2) розрахунку виходу ТВЕР. Вихід ВЕР залежить від режиму роботи технологічного агрегату. Тому вихід ВЕР може бути максимальним, мінімальним або середнім за характерний проміжок часу (годину, зміна, доба тощо).

10.3 Вироблення енергії за рахунок ВЕР

Ця кількість теплоти, електроенергії або холоду, одержуваної в утилізаційній установці (УУ) з ВЕР за певний проміжок часу. До УУ надходить ВЕР в кількості

$$Q_{\text{УУ}} = Q_{\text{ВИХ}} - Q_{\text{ВТ1}} , \quad (10.6)$$

де $Q_{\text{ВИХ}}$ - вихід ВЕР з технологічних агрегатів; $Q_{\text{ВТ1}}$ - втрати енергії на ділянці «технологічний агрегат - УУ».

Вироблення енергії в УУ визначають за рівнянням

$$Q_{\text{ВИР}} = Q_{\text{УУ}} \eta_{\text{УУ}} = Q_{\text{УУ}} - Q_{\text{ВТ2}}, \quad (10.7)$$

де $\eta_{\text{УУ}}$ - к.к.д. УУ, що враховує втрати енергії $Q_{\text{ВТ2}}$ в УУ.

Доцільна кількість вироблення енергії в УУ $Q_{\text{ВИР}}$ визначають техніко-економічним розрахунком.

Ступінь використання ВЕР. До споживача надходить енергія Q_c менша, ніж вироблена в УУ $Q_{\text{ВИР}}$ на величину втрати енергії $Q_{\text{ВТ3}}$ на ділянці «УУ - споживач». Ступінь використання ВЕР

$$k_{\text{ВЕР}} = \frac{Q_c}{Q_{\text{ВИХ}}} = \left(1 - \frac{Q_{\text{ВТ1}} + Q_{\text{ВТ2}} + Q_{\text{ВТ3}}}{Q_{\text{ВИХ}}} \right), \quad (10.8)$$

10.4 Економія палива за рахунок утилізації ВЕР

При утилізації теплових ВЕР економлять паливо в джерелі енергопостачання підприємства (котельня або ТЕЦ). Якщо на підприємстві відсутнє власне джерело теплопостачання, то при утилізації ВЕР зменшуються витрати коштів на закупівлю відповідних видів енергії (теплота або електроенергія) у зовнішніх постачальників енергії. Надалі будемо розглядати варіант теплопостачання підприємства від власного ДТ - котельні або ТЕЦ. Якщо ДТ - котельня, то економію палива розраховують за рівнянням

$$V_{\text{ЕК}} = b_k Q_c, \quad (10.9)$$

де b_k - питома витрата умовного палива на відпущену теплову енергію від котельні

$$b_k = \frac{0.143}{\eta_k} \left[\frac{\text{т.у.п.}}{\text{Гкал}} \right] = \frac{0.0342}{\eta_k} \left[\frac{\text{т.у.п.}}{\text{ГДж}} \right], \quad (10.10)$$

де η_k - к.к.д. котельні ($\eta_k = 0,85 - 0,9$ залежно від виду палива).

Якщо ДТ - ТЕЦ і в УУ за рахунок ВЕР отримують теплову енергію, то економію палива розраховують за рівнянням

$$V_{\text{ЕК}} = Q_c b_T [1 - \bar{\epsilon}_T (q_K - q_T)], \quad (10.11)$$

де b_T - питома витрата умовного палива на відпуск тепла від ТЕЦ; $\bar{\epsilon}_T$ - питома

вироблення електроенергії на ТЕЦ по теплофікаційному циклу на одиницю відпущеної теплоти, кВт·год/ГДж; q_k , q_T - питомі витрати теплоти на вироблення електроенергії на ТЕЦ по конденсаційному теплофікаційному циклі, відповідно, ГДж/кВт·год.

При утилізації горючих ВЕР в енергетичних котлах котельні або ТЕЦ економію палива розраховують за рівнянням

$$B_{ek} = B_{ГВЕР} \frac{\eta_{к(ГВЕР)}}{\eta_{к}}, \quad (10.12)$$

де $B_{ГВЕР}$ - використане в котлах паливо ГВЕР в умовному обчисленні, т.у.п., або кг.у.п.; η_k , $\eta_{к(ГВЕР)}$ - к.к.д. котлів при роботі на первинному паливі та на ГВЕР (або суміші первинного палива та ГВЕР), відповідно.

10.5 Техніко-економічний розрахунок доцільності використання ВЕР

Ступінь використання ВЕР не є постійною величиною і може змінюватися в діапазоні від 0 до 1. Кожному поточному значенню коефіцієнта $k_{вер}$ відповідає своя величина економії палива $B_{ек}$ в ДТ, яка приводить до зменшення витрат коштів на купівлю палива на ринку енергоресурсів. Із збільшенням коефіцієнта $k_{вер}$ зростає лінійно (у першому наближенні) економія палива і відповідно зменшуються витрати коштів на купівлю палива ВКП (лінія ВКП = $f(k_{вер})$ на рис.10.1).

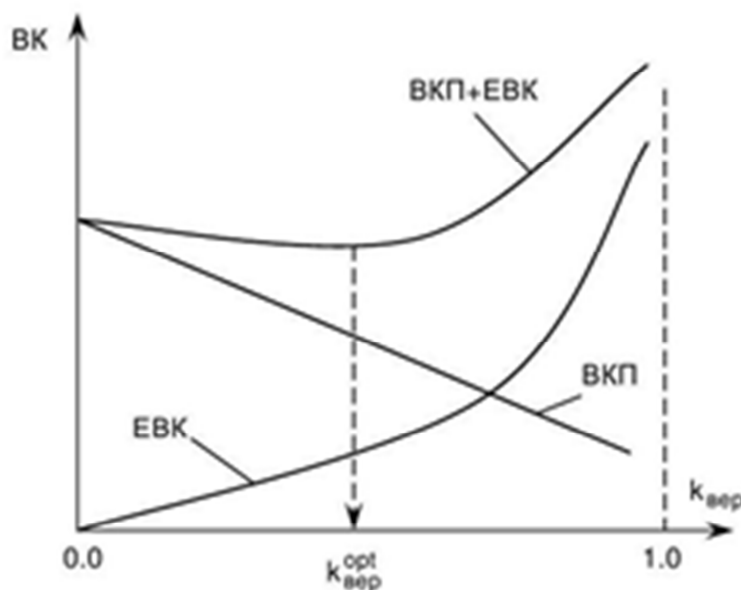


Рис.10.1 Визначення оптимального ступеня використання ВЕР
ВКП - витрати коштів на паливо; ЕВК - експлуатаційні витрати коштів

Першому наближенню відповідає припущення, що ДТ та УУ роблять з постійним ККД. Незалежно від зміни $k_{\text{вер}}$ з іншого боку, при збільшенні коефіцієнта $k_{\text{вер}}$ ростуть експлуатаційні витрати коштів на утримання УУ: амортизація і ремонт устаткування та комунікацій, електроенергія на транспорт енергоносіїв (вода або пара), заробітна плата персоналу і інш. (Лінія $\text{ЕВК} = f(k_{\text{вер}})$).

Характер залежності $\text{ЕВК} = f(k_{\text{вер}})$ нелінійний тому, що при збільшенні $k_{\text{вер}}$ температурний напір в УУ не залишається постійним, а зменшується в той час як утилізована теплота збільшується.

Відповідно до рівняння теплопередачі в УУ

$$Q = kF\Delta t, \quad (10.13)$$

При практично незмінному темпі зростання теплоти Q темп зростання площі теплообміну F більше темпу зростання $k_{\text{вер}}$, тобто

$$F_{\text{УУ}} \sim k_{\text{ВЕР}}^n, \quad (10.14)$$

де показник ступеня $n > 1$.

Сумарні витрати коштів на паливо і експлуатаційні витрати (лінія $\text{СВ} = \text{ВКП} + \text{ЕВК} = f(k_{\text{ВЕР}})$ на рис.10.1) мають мінімум СВ_{min} . Коефіцієнт $k_{\text{вер}}$, який відповідає СВ_{min} , є оптимальним значенням ступеня використання ВЕР $k_{\text{ВЕР}}^{\text{opt}}$. При $k_{\text{вер}} < k_{\text{ВЕР}}^{\text{opt}}$ має місце мала економія палива, а при $k_{\text{вер}} > k_{\text{ВЕР}}^{\text{opt}}$ - занадто великі експлуатаційні витрати.

10.6 Напрямки використання ВЕР

Можливі такі напрями використання ВЕР:

1. Паливний напрямок. Він характерний лише для ГВЕР. Їх використовують як котельно-пічне паливо шляхом спалювання у вогнетехнічних установках (Котли, печі, нагрівальні колодязі тощо).

2. Тепловий напрямок. ГВЕР спалюють і отримують водяний пар або гарячу воду для систем тепlopостачання або спалюють у вогнетехнічних установках і теплоту згоряння використовують в енерготехнологічних установках (печі, колодязі, сушарки). ТВЕР використовують безпосередньо в системах тепlopостачання або в теплоутилізаційних установках для вироблення водяної пари або гарячої води, які подають в системи тепlopостачання. Теплові ВЕР можна також утилізувати по внутрішнім

напрямок в самих технологічних процесах, наприклад для підігріву повітря газами нагрівальних печей.

3. Силовий напрямок. За рахунок ГВЕР і ТВЕР отримують водяний пар для вироблення електроенергії в паротурбінних установках, або для приводу робочих машин (компресорів, повітродувок, насосів тощо). ВЕРНТ використовують для вироблення механічної та електричної енергії в турбодетандерах, парових і газових турбінних установках.

4. Комбінований напрямок. В УУ виробляють водяну пару, яку використовують в теплофікаційних турбінах для тепло- та електропостачання. Можливі схеми з автономними утилізаційними паротурбінними установками, або з використанням обладнання діючих ТЕЦ.

При використанні ВЕР по кожному напрямку необхідно враховувати наступні вимоги:

1. Однакова надійність енергопостачання як до, так і при використанні ВЕР.

2. Вибирати найбільш ефективні схеми утилізації і орієнтуватися на сучасне обладнання.

3. Отримувати за рахунок ВЕР в першу чергу найбільш цінну енергію - електричну, а потім теплову з парою і гарячою водою.

4. Використання ВЕР не повинно негативно відбиватися на стані навколишнього середовища по всіх викидах (твердих, рідинних і газоподібних).

Використання теплових ВЕР для теплопостачання. ТВЕР - найбільш поширені вторинні енергоресурси, як на пром підприємствах, так і на об'єктах ЖКГ. ТВЕР, які використовують для теплопостачання об'єднують в такі групи:

1. Теплота вихідних газів технологічних агрегатів (печей, котлів, реакторів хімічних виробництв та ін.).

2. Теплота відпрацьованої пари силових машин (турбін, парових молотів) і вторинний пар енерготехнологічних установок (сушарок, випарників, систем випарного охолодження).

3. Теплота продукції, полупродукції (проміжної продукції), відходів технологічних процесів (кокс, злитки, нітрозні гази агрегатів аміаку, шлак).

4. Забруднений паровий конденсат, який скидають у каналізацію або подають на конденсатоочищення.

5. Тепла вода систем охолодження обладнання (нагнітачів і приводних двигунів, печей, компресорів, маслосистем та ін.).

За основним параметром ТВЕР - температурою, їх ділять на дві групи: високотемпературні з $t > 350^{\circ}\text{C}$ і низькотемпературні з $t < 350^{\circ}\text{C}$. ТВЕР 1 і 3 груп можуть бути як високо- так і низькотемпературними, ТВЕР інших груп - тільки низькотемпературними. При вирішенні питання утилізації ТВЕР необхідно мати інформацію по характеристиці носіїв ВЕР та режиму їх виходу. Ці характеристики визначають склад і матеріал обладнання УУ, а також режим роботи УУ та ІТ.

Використання теплоти відхідних газів. При високотемпературних потоках газів як УУ використовують котли на вихідних газах (водотрубні і газотрубні), в яких виробляють насичений і перегрітий пар з тиском до 4,0 МПа. Водотрубні котли-утилізатори (КУ) можуть бути з природною і примусовою циркуляцією. Котли останнього типу найбільш поширені через те, що роблять надійно при будь-яких значеннях навантажень менших номінальних і барабани можна розташовувати окремо від трубних пучків котлів. КУ вибирають по номінальній витраті і температурі газів з урахуванням необхідних параметрів (P і t) виробленого пара. Для обраного КУ виконують перевірочний розрахунок з метою визначення фактичної його паропродуктивності. При низькотемпературних потоках газів в якості УУ використовують утилізаційні теплообмінники (УТО) для отримання гарячої води. Конструктивно УТО виконують різноманітних модифікацій: трубчастого економайзерного типу, контактного з активною насадкою (КТАН) і блочного контактного економайзерів (БКЕ) залежно від складу і температури газів і необхідної температури гарячої води.

Використання теплоти відпрацьованої пари. Відпрацьований пар має тиск 0,12-1,2 МПа. Вибір способу використання такої пари залежить від його кількості (витрати), параметрів (P і t), режиму виходу, якості, відстані від місця виходу пари до місця використання. Можливі такі способи використання пара: на вироблення електроенергії та теплоти в теплофікаційних турбінах, пряма подача в парову мережу, подача в парову мережу з попередньою трансформацією параметрів з використанням редукційних, охолоджуючих, редукційно-охолоджувальних установок (РУ, ОУ, РОУ), струменевих і механічних компресорів, для підігріву води в водних тепломережах з використанням поверхневих або змішувальних теплообмінників. Невідповідність виходу і споживання теплоти пара компенсують за допомогою парових або водяних акумуляторів.

Використання теплоти продукції, полупродукції і відходів технологічних процесів. Теплота цих ВЕР за винятком шлаку металургійних заводів і коксу коксохімічних заводів низькотемпературна. Тому вона

використовується для підігріву води в поверхневих теплообмінниках різних конструкцій. При утилізації необхідно враховувати такі особливості носіїв ВЕР, як агресивність, однорідність, агрегатний стан, розміри складових і щільність. Високотемпературні ВЕР використовуються для підігріву повітря з подальшим прямим споживанням в системах вентиляції, згорання палива або використанням гарячого повітря для підігріву води в системах тепlopостачання.

Використання теплоти води для охолодження забрудненого конденсату. Теплоту гарячої води можна використовувати для підігріву іншої води. Якщо гаряча вода забруднена, то доцільно попереднє очищення її або використання теплообмінників з відповідно стійкого до забруднень матеріалу. Гарячу воду можна використовувати сезонно для агротеплофікації в теплицях або підігріву відкритого ґрунту. Доцільність утилізації теплоти забрудненого конденсату, поверненого від споживачів, залежить від ступеня і характеру забруднення, витрати і режиму його надходження. Забрудненим конденсатом можна підігрівати воду або повітря в калориферах систем вентиляції.

РОЗДІЛ 11 ТЕПЛОВІ НАСОСИ

11.1 Загальні відомості про роботу теплових насосів

Принцип дії теплового насоса відомий вже більше 100 років. Вперше в Європі потужний тепловий насос для опалення будівлі був застосований в Цюріху в 1938 р. Випробування теплового насоса проводилися в 50-ті роки у Вищому технічному училищі, м. Дрезден. У НДР перші теплові насоси виконані за системою повітря-повітря. Після завершення експериментальної розробки комплексної системи використання енергії в Інституті повітряної і холодильної техніки, м. Дрезден, в 1978-1979 рр. в НДР почалося широке застосування теплових насосів.

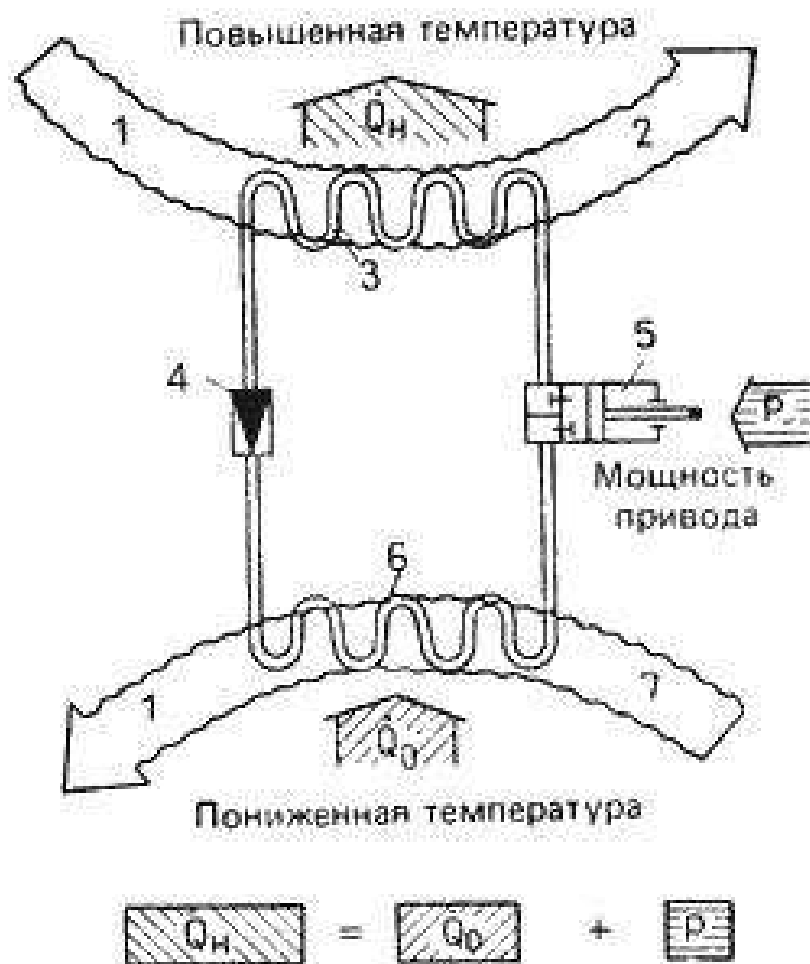


Рис.11.1 - Теплонасосный цикл

1 - енергоносіє; 2 - приймач теплоти; 3 - конденсатор; 4 - регулюючий вентиль, 5 - компресор; 6 - Випарник; 7 - джерело теплоти.

Тепловий насос здійснює передачу внутрішньої енергії від енергоносія з низькою температурою до енергоносія з більш високою температурою. Оскільки відповідно з другим основним законом термодинаміки тепла енергія без будь-яких зовнішніх впливів може переходити тільки з високого температурного рівня на більш низький, для здійснення теплонасосного циклу необхідно використовувати енергію для привода. Тому процес передачі енергії в напрямку, протилежному природному температурному напору, здійснюється в круговому циклі. На рис.11.1 як приклад приведена схема парової холодильної машини, де робочою речовиною служить кипляча при низькій температурі рідина, названа холодоагентом, через те, що вона вже протягом багатьох років застосовується в холодильних установках.

Енергоносії, що поставляють теплову енергію з низькою температурою для здійснення теплонасосного циклу, називають джерелами теплоти. Вони віддають теплову енергію шляхом теплопередачі, конвекції і (або) випромінювання. Енергоносії, що сприймають в теплонасосних циклах теплову енергію підвищеного потенціалу, називають приймачами тепла. Вони сприймають теплову енергію шляхом теплопередачі, конвекції і (або) випромінювання. Енергоносієм, що служить джерелом теплоти, надходить у випарник, де випаровується рідкий холодоагент. Теплота випаровування, необхідна для цього, відбирається від джерела тепла, так як випаровування холодоагенту відбувається при низькій температурі.

У круговому циклі пара випарюваного холодоагенту всмоктується компресором і стискається до високого тиску. При стисненні його температура підвищується, що створює можливість віддачі теплової енергії теплоприймачу.

Пари холодоагенту при підвищеному тиску надходять в конденсатор, через який протікає енергоносієм, що служить приймачем тепла. Його температура нижче температури парів холодоагенту при підвищеному тиску. При конденсації пари виділяється тепла енергія, сприйнята теплоприймачем. З конденсатора рідкий холодоагент через регулюючий вентиль (дросельний клапан) надходить назад у випарник, і круговий цикл замикається. У регулюючому вентилі високий тиск, при якому знаходиться холодоагент на виході з конденсатора, знижується до тиску в випарнику. Одночасно знижується його температура.

Таким чином, за допомогою теплового насоса можлива передача теплової енергії від джерела теплоти з низькою температурою до приймача теплоти з високою температурою при підводі ззовні механічної енергії для

приводу компресора (приводний енергії). Як видно з рис. 1.1, схема холодильної машини та теплового насоса відрізняється тільки призначенням.

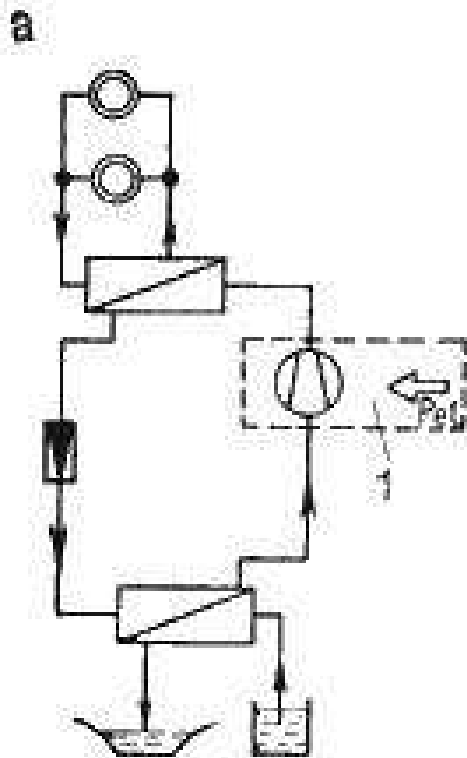


Рис. 11.2 - Схема компресійного теплового насоса

1 - механічний компресор

Як показано на рис.11.1, теплопродуктивність (теплова потужність) теплового насоса складається з двох складових: теплоти, отриманої випарником від джерела теплоти (так званої холодопродуктивності Q_0), і приводної потужності P , за допомогою якої отримана теплова енергія піднімається на більш високий температурний рівень.

Звідси можна дати таке визначення теплових насосів: «Тепловий насос являє собою пристрій, що сприймає тепловий потік при низькій температурі (на холодній стороні), а також необхідну для приводу енергію і використовує обидва потоки енергії при підвищеній (порівняно з холодною стороною) температурі у вигляді теплового потоку».

Це визначення дійсно для компресійних теплових насосів, а також для абсорбційних і термоелектричних насосів, що використовують ефект Пельтьє (рис.11.2).

Зазвичай в процесі перетворення енергії енергія навколишнього середовища є кінцевим етапом процесу. Енергія, що виділяється при спалюванні твердого палива або в ядерних реакторах, проходить велику кількість перетворень, поки приймає необхідну для споживача форму, повністю використовується і, нарешті, практично завжди переходить в енергію навколишнього середовища.

Теплові насоси вимагають зовсім іншого теоретичного підходу. Тут на початку процесу в якості джерела теплоти поряд з приводної енергією використовується також і енергія навколишнього середовища.

11.2 Енергетична оцінка теплового насоса

Енергетичну ефективність компресійного теплового насоса оцінюють за допомогою коефіцієнта перетворення ε , який являє собою відношення теплопродуктивності до споживаної потужності P_{el} :

$$\varepsilon = \frac{Q_H}{P_{el}} \quad (11.1)$$

Ефективність абсорбційного теплового насоса також оцінюється за допомогою коефіцієнта перетворення, але в цьому випадку коефіцієнт перетворення (коефіцієнт теплоспоживання) виражається часткою від ділення теплопродуктивності на термічну привідну потужність Q_G , причому теплопродуктивність складається з теплової потужності конденсатора Q_K і теплового потоку Q_A , що виділяється при абсорбції:

$$\zeta_A = (Q_K + Q_A)/Q_G \quad (11.2)$$

Компресійні і абсорбційні теплові насоси працюють на різних джерелах енергії, тому енергетичне порівняння коефіцієнта перетворення з коефіцієнтом теплоспоживання можливе тільки з урахуванням коефіцієнта корисної дії пристроїв для отримання енергії. Базою для порівняння служить первинна енергія, необхідна для здійснення розглянутих процесів. До первинних енергоносіїв відносять енергоносії, одержувані в установках, що працюють на твердому або ядерному паливі, і не піддані ніяким енергетичним перетворенням.

Під первинною енергією розуміється енергія первинних енергоносіїв. Коефіцієнт використання первинної енергії знаходять як відношення корисної енергії до підведеної первинної енергії. Корисною є енергія, яка надходить у розпорядження споживача після останнього технічного перетворення і використовується для технологічних потреб.

З урахуванням наведених визначень коефіцієнт використання первинної енергії може бути знайдений таким чином.

Для компресійних теплових насосів з електричним приводом

$$\zeta_{p.k} = \varepsilon \eta_K, \quad (11.3)$$

для абсорбційних теплових насосів

$$\zeta_{P.A} = \zeta_A \eta_{HK}. \quad (11.4)$$

Коефіцієнти використання первинної енергії компресійного теплового насоса $\zeta_{p.k}$ і абсорбційного теплового насоса $\zeta_{P.A}$ приблизно рівні $\zeta_A \approx 0,9$, якщо коефіцієнт перетворення $\varepsilon = 3$, коефіцієнт корисної дії електростанції $\eta_K = 0,3$, коефіцієнт теплоспоживання $\zeta_A = 1,4$ і коефіцієнт корисної дії опалювального котла $\eta_{HK} = 0,65$.

Річна витрата первинної енергії при експлуатації опалювальної системи

$$E_{pr} = Q_H / \zeta_{Pi}, \quad (11.5)$$

де Q_H - річна потреба в тепловій енергії; ζ_{Pi} - коефіцієнт використання первинної енергії в різних системах опалення.

З метою економії енергії необхідно застосовувати системи опалення, які забезпечують високий ступінь використання первинної енергії. Коефіцієнти використання, які перевищують одиницю, можуть бути досягнуті тільки за допомогою систем опалення з тепловими насосами.

Питома річна економія первинної енергії опалювальних систем з тепловими насосами в порівнянні з різними видами опалення, що характеризуються коефіцієнтом ζ_{P1} , залежить від середнього коефіцієнта перетворення теплонасосної установки протягом опалювального періоду ε_{WPA} і коефіцієнта ζ_{P2} . Тут коефіцієнт використання первинної енергії теплонасосної установки

$$\zeta_{P2} = \varepsilon_{WPA} \cdot \eta_K \quad (11.6)$$

де η_K - коефіцієнт корисної дії конденсаційної електростанції.

Система опалення з тепловим насосом краще за всіх інших видів опалення по витраті первинної енергії при експлуатації у всіх випадках, коли коефіцієнт перетворення перевищує мінімальні значення. Максимальна питома економія первинної енергії досягається при переході від прямого електричного опалення на теплонасосну установку. З рівняння (11.1) з урахуванням коефіцієнта перетворення кругового циклу Карно ε_c можна отримати:

$$\varepsilon = v \cdot \varepsilon_c \quad (11.7)$$

$$\varepsilon = vT_1/(T_1 - T_0), \quad (11.8)$$

де v - ступінь термодинамічної досконалості реального процесу.

Виникає питання, чи не перевищує додаткову витрату первинної енергії на виготовлення та монтаж системи опалення з тепловим насосом очікуваної економії енергії в порівнянні з іншими типами опалення. З урахуванням такої постановки питання доцільно характеризувати економію енергії строком окупності первинної енергії.

Під терміном окупності первинної енергії r_{Epr} розуміється кількість років, протягом яких сумарна економія первинної енергії при експлуатації нової змонтованої установки в порівнянні з еталонною системою досягне розмірів, достатніх для покриття додаткової витрати на її виготовлення та монтаж:

$$r_{Epr} = D_{EPR,I}/D_{Epr,N} \quad (11.9)$$

де $D_{EPR,I}$ - витрати первинної енергії на додаткові капіталовкладення; $D_{EPR,N}$ - економія первинної енергії при експлуатації протягом року.

У цілому на основі енергетичної оцінки теплових насосів за допомогою коефіцієнтів перетворення і теплоспоживання можна розрахувати ступінь використання первинної енергії і, отже, дати енергетичну оцінку з народногосподарських позицій, визначити термін окупності первинної енергії і отримати коефіцієнти перетворення, які безперечно перевищують мінімальні значення.

Таким чином, висока енергетична ефективність теплонасосних установок досягається при незначній різниці між температурою джерела теплоти і робочою температурою. Використання відходить теплоти і особливо енергії доквілля за допомогою теплових насосів не вимагає великої витрати привідної енергії при незначній різниці між робочою температурою і температурою навколишнього середовища в інтервалі від 40 до 50°C.

11.3 Переваги та недоліки використання теплових насосів

До переваг теплових насосів в першу чергу слід зарахувати економічність: для передачі в систему опалення 1 кВт•год теплової енергії установці необхідно затратити всього 0,2-0,35 кВт•год електроенергії. Так як перетворення теплової енергії в електричну на великих електростанціях

відбувається з ККД до 50%, ефективність використання палива при застосуванні теплових насосів підвищується.

Спрощуються вимоги до систем вентиляції приміщень і підвищується рівень пожежної безпеки. Всі системи функціонують з використанням замкнутих контурів і практично не вимагають експлуатаційних витрат, крім вартості електроенергії, необхідної для роботи обладнання.

Ще однією перевагою теплових насосів є можливість перемикання з режиму опалення взимку на режим кондиціонування влітку: просто замість радіаторів до зовнішнього колектору підключаються фан-койли.

Тепловий насос надійний, його роботою керує автоматика. У процесі експлуатації система не потребує спеціального обслуговування, можливі маніпуляції не вимагають особливих навичок і описані в інструкції.

Важливою особливістю системи є її суто індивідуальний характер для кожного споживача, який полягає в оптимальному виборі стабільного джерела низькопотенціальної енергії, розрахунку коефіцієнта перетворення, окупності та іншого.

Теплонасос компактний (його модуль за розмірами не перевищує звичайний холодильник) і практично безшумний.

До недоліків теплових насосів, які використовуються для опалення, слід віднести велику вартість встановленого обладнання.

РОЗДІЛ 12

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ КОТЕЛЕНЬ

12.1 Основні техніко-економічні показники

Для порівняння різних варіантів рішень при проектуванні котельні, оцінки ефективності проекту і заходи його досконалості визначаються техніко-економічні показники котельні.

До основних техніко-економічних показників побудови та експлуатації котельні відносяться: річне виробництво теплоти $\sum Q_{\text{в}}$, МДж/рік (Гкал/рік); літній отпуск теплоти $\sum Q_{\text{відп}}$, МДж/рік (Гкал/рік); ККД котлоагрегатів і котельні $\eta_{\text{бр}}$ (брутто), $\eta_{\text{н}}$ (нетто) питома витрата умовного палива на одиницю виробленої ($b_{\text{в}}$) а відпущеної ($b_{\text{отп}}$) теплоти, кг/МДж (кг/Гкал) загальні (K) і питомі (k) капітальні вкладення в котельню, грн; собівартість виробленої ($C_{\text{в}}$) і відпущеної ($C_{\text{отп}}$) теплової енергії, грн.

Різниця між виробленим і відпущеними кількістю теплоти являє собою втрати і витрати на власні потреби котельні, які характеризують ступінь досконалості її теплової схеми, правильність вибору допоміжного обладнання, ступінь використання всього обладнання і його стану, а також рівень утилізації вторинних енергоресурсів:

$$Q_{\text{втр}} + Q_{\text{в.п.}} = \sum Q_{\text{в}} - \sum Q_{\text{відп}} \quad (12.1)$$

де $Q_{\text{втр}}$ - втрати теплоти, $Q_{\text{в.п.}}$ - витрата теплоти на власні потреби котельні. Питомі втрати палива визначається за формулами:

$$b_{\text{н}} = V_{\text{річн}} / \sum Q_{\text{н}} \quad (12.2)$$

$$b_{\text{відп}} = V_{\text{річн}} / \sum Q_{\text{відп}} \quad (12.3)$$

де $V_{\text{річн}}$ - річна витрата умовного палива з урахуванням втрат при його транспортуванні, навантаженні, зберіганні і обробки, включаючи витрати на разтопку й інші втрати.

K . к. д. брутто - це відношення теплоти $Q_{\text{бр}}$, виробленої котельні, до теплоти $Q_{\text{п}}$, яка виділилася при спалюванні палива:

$$\eta_{\text{бр}} = Q_{\text{бр}} / Q_{\text{п}} \quad (12.4)$$

Теплота, що виробляється котельною, визначається формулами:
для парових котлів

$$Q_{\text{бр}} = D(i_{\text{В}} - i_{\text{Ж,В}}) + G_{\text{пр}}(i_{\text{пр}} - i_{\text{Ж,В}}) \quad (12.5)$$

для водогрійних котлів

$$Q_{\text{бр}} = G_{\text{КСВ}}(t_{\text{К}}^{\text{ВІХ}} - t_{\text{К}}^{\text{ВХ}}) \quad (12.6)$$

де D - паропродуктивність котельні, кг/с; $G_{\text{пр}}$ - масова витрата продувочної води, кг/с, $i_{\text{В}}$, $i_{\text{Ж,В}}$, $i_{\text{пр}}$ - питомі ентальпії пари, живильної і продувальної води відповідно, Дж/кг; $G_{\text{К}}$ - масова витрата мережної води, що проходить через котли, кг/с; $C_{\text{В}}$ - питома теплоємність води, Дж/(кг•К); $t_{\text{К}}^{\text{ВІХ}}$, $t_{\text{К}}^{\text{ВХ}}$ - температури води на виході з котла і вході в нього відповідно, К.

Кількість теплоти (Вт), яка виділилася при спалюванні палива, обчислюється за формулою

$$Q_{\text{п}} = V_{\text{К}} Q_{\text{п}}^0 \quad (12.7)$$

де $V_{\text{К}}$ - витрата палива котельні, кг/с, $Q_{\text{НР}}$ - нижча теплота згоряння палива, Дж/кг.

К. к. д. нетто - це відношення різниці теплоти $Q_{\text{бр}}$, виробленої котельні та теплоти $Q_{\text{В.П}}$ витраченої на власні потреби, до теплоти $Q_{\text{п}}$, яка виділилася при спалюванні палива:

$$\eta = \frac{Q_{\text{бр}} - Q_{\text{В.П.}}}{Q_{\text{п.}}} = \eta_{\text{бр}}(1 - q_{\text{В.П.}}) \quad (12.8)$$

де $Q_{\text{В.П.}}$ - частка витрат теплоти на власні потреби котельні, яка визначається виразом

$$q_{\text{В.П.}} = Q_{\text{В.П.}}/Q_{\text{бр}} \quad (12.9)$$

12.2 Капітальні вкладення в котельню

Капітальні вкладення включають одноразові витрати на будівництво та обладнання котельні, а також виконання монтажних-налагоджувальних робіт. Найбільш точним методом їх визначення є складання кошторисів з

доповідним переліком необхідного обладнання, будівельних та інших матеріалів, включаючи всі будівельно-монтажні роботи. При цьому вартість обладнання та матеріалів встановлюється за прейскурантами, а монтаж - по цініниками.

Однак цей метод складний і трудомісткий. Тому при орієнтовних розрахунках і порівнянні різних варіантів проекту котельні капітальні вкладення можна визначати за укрупненими показниками або заданими, отриманими в результаті статистичної обробки вже відомих проектних розробок.

За укрупненими показниками капітальні вкладення в котельню (грн.) обчислюються так:

$$K = (K_1 + nK_{II})\gamma \quad (12.10)$$

де K_1 - капітальні вкладення в першу котлоагрегат, грн; n - кількість котлоагрегатів, за винятком першого, шт. K_{II} - капітальні вкладення в другий і подальші агрегати, грн; γ - коефіцієнт, яким враховують район будівництва котельні.

Якщо кількість котлоагрегатів $n > 8 \dots 10$, то слід виходити з того, що в цьому випадку повинні бути побудовані не одна, а декілька котелень, і відповідну їм кількість перших котлоагрегатів повинна бути збільшена, а наступних - зменшено.

При установці в котельні парових та водогрійних котлів розрахунок по кожному виду обладнання повинен виконуватися окремо.

12.3 Експлуатаційні витрати на відпустку котельною теплової енергії

Експлуатаційні витрати на відпустку котельною теплової енергії у вигляді пари або гарячої води залежать від витрат на роботу обладнання, експлуатацію будівель і споруд, заробітну плату і витрат, безпосередньо пов'язаних з виробництвом тепла.

Експлуатаційні витрати звичайно визначаються за рік роботи котельні. Річні експлуатаційні витрати (витрати виробництва) складаються з витрат на паливо, спожите котельнею, $C_{п}$; електричну енергію, що надходить із зовнішніх джерел електропостачання (районної електричної мережі), $C_{е.е}$; воду, що витрачається в котельні, $C_{в}$; амортизацію обладнання, будівель, споруд та інших основних фондів $C_{а}$; поточний

ремонт основних фондів $C_{п.р.}$; заробітну плату обслуговуючого персоналу $C_{з.п.}$, інші витрати C_i .

Витрата палива. Ці витрати визначаються річною витратою палива $V_{річн}$ та його вартістю $C_{п.}$. При розрахунку річних витрат палива враховуються втрати за час його транспортування, розвантаження, зберігання і переробки, а також інші витрати, пов'язані з додатковими витратами у котельні:

$$V_{річн} = \frac{\sum Q_n 10^3}{\eta_{бр}} (1 + \kappa_{в.п.}) \quad (12.12)$$

Де $\kappa_{в.п.}$ - коефіцієнт, яким враховують втрати палива (орієнтовно цей коефіцієнт можна покласти рівним 0,006 для мазуту і газу та 0,015 для твердого палива), 29309 - теплота згоряння умовного палива, кДж/кг.

Вартість палива включає ціну натурального палива $C_{опт}$, витрати на транспорт $C_{тр}$ з урахуванням внутрішньоміських перевезень до котельні $C_{гт}$. і складські витрати $C_{скл}$:

$$C_{п.} = C_{опт} + C_{тр} + C_{м.т.} + C_{скл} \quad (12.13)$$

Ціна палива визначається за прейскурантами. При цьому ціна твердого палива залежить від його родовища, а мазуту - від пояса, марки та вмісту в ньому сірки. Ціна газоподібного палива вказується на 1000 м³ газу при нормальних умовах.

Вартість перевезення палива залежить від використовуваного транспорту і встановлюється за тарифами. Оскільки основна маса палива перевозиться по залізниці, вартість його перевезення (грн/рік) може бути орієнтовно визначена за формулою

$$C_{тр} = a + bl \quad (12.14)$$

де l - відстань від місця видобутку до розвантаження палива, км. Значення a та b - нормативні коефіцієнти з довідкової літератури.

Якщо рідке паливо транспортується трубопроводом, то вартість його перекачування (грн/т) становить

$$C_{пер} = 0,0016l \quad (12.15)$$

де l - довжина трубопроводу, км.

Вартість перевезення палива внутрішньоміським або селищним транспортом з використанням самоскидів або цистерн визначається за формулою (12.14). Складські витрати на паливо, пов'язані з його розвантаженням і переміщенням, складають 2 ... 5% ціни палива.

Річні витрати на паливо (грн/рік) складають

$$C_{\text{п}} = V_{\text{річн}} C_{\text{тр}} \quad (12.16)$$

При цьому у формулі (12.16) повинна враховуватися річна витрата натурального палива, що вимагає перерахунку значення $V_{\text{річн}}$, що визначається за формулою (12.12).

Витрати на електричну енергію. Їх можна визначити за встановленою потужністю електродвигунів, числом годин їх роботи і коефіцієнтом встановленої потужності. Витрати на освітлення та інші потреби зазвичай входять в інші витрати.

Витрата електричної енергії за укрупненими показниками або наближеним значенням, які отримують при статистичній обробці даних.

Загальна витрата електроенергії (кВт·год/рік) визначається за формулою

$$E_{\text{річн}} = e Q_{\text{в}} \quad (12.17)$$

При одноставковому тарифі витрати на електричну енергію становлять

$$C_{\text{е.е}} = C_{\text{ЕЛ}} E_{\text{річн}} \quad (12.18)$$

де $C_{\text{ЕЛ}}$ - одноставковий тариф на електричну енергію, грн. / (кВт·год).

У більшості випадків приєднана до електричної мережі потужність котельні перевищує 100 кВ · А. Тому для визначення витрат на електричну енергію, як правило, застосовується двоставковий тариф:

$$C_{\text{е.е}} = a N_{\text{у}}^k + b E_{\text{річн}} \quad (12.19)$$

Значення $C_{\text{ЕЛ}}$, a , b визначаються тарифами на електричну енергію розглянутого району.

Витрати на воду. Ці витрати встановлюються по витраті води та її ціною

$$C_B = G_B \cdot \text{Ц}_B \quad (12.20)$$

де Ц_B - ціна води, грн/м³, G_B -витрата води (м³/рік) на заповнення її втрат в котельні (відомо з розрахунку її теплової схеми).

При орієнтовних розрахунках витрати води можна скористатися даними, в основі яких лежать залежності питомої витрати теплової енергії g_B від теплової потужності котельні при різних схемах тепlopостачання:

$$g_B = G_B / \sum Q_B \quad (12.21)$$

Звідси

$$G_B = g_B \sum Q_B \quad (12.22)$$

У деяких випадках витрати на воду окремо не враховуються, а включаються до інших витрат.

Витрати на амортизацію. Вони визначаються за капітальними вкладеннями K і нормами амортизаційних відрахувань:

$$C_a = K N_a \quad (12.23)$$

де N_a - норма амортизаційних відрахувань, яка включає витрати на реновацію і капітальний ремонт обладнання котельні і залежить від виду її основних фондів. Тому витрати на амортизацію спочатку повинні бути визначені окремо по будівлях і спорудах і окремо по обладнанню.

Однак можна скористатися укрупненими даними, згідно з якими усереднена норма амортизаційних відрахувань для опалювальних котелень становить 7%, а для промислових і промислово-опалювальних - 7,5%, При використанні високосірчаного палива норми амортизаційних відрахувань збільшуються на 30%.

Витрати на поточний ремонт. Ці витрати можуть, бути прийняті рівними такими, які становлять 20% для закритих і 30% для відкритих котелень щодо витрат на амортизацію.

Витрати на заробітну плату. Їх розрахунок виконується з урахуванням основної та додаткової заробітних плат, а також відрахувань на соціальне страхування.

Витрати на заробітну плату (грн/рік) визначаються за формулою

$$C_{з.п.} = \kappa_{шт} \sum Q_y \kappa_d \Phi_{річн} \quad (12.24)$$

де $\kappa_{шт}$ - штатний коефіцієнт котельні, чол/(Гкал/год), κ_d - коефіцієнт додаткової заробітної плати та відрахувань на соціальне страхування, приймається рівним 1,33, $\Phi_{річн}$ - середній річний фонд основної заробітної плати, $\sum Q_y$ -встановлена теплова потужність котельні.

Інші витрати. Сюди відносяться витрати на охорону праці, техніку безпеки, пожежну охорону, адміністративно-управлінський персонал і т. д.

Загальні експлуатаційні витрати на відпустку котельні теплової енергії у вигляді пари або гарячої води включають всі розглянуті витрати:

$$C_{річн} = C_{п.} + C_{е.е.} + C_{в.} + C_{а.} + C_{п.р.} + C_{з.п.} + C_l \quad (12.25)$$

Вибір обладнання. Вибір обладнання для котельні здійснюється порівнянням його різних варіантів. При цьому комплект обладнання (котлоагрегатів) в кожному варіанті повинен бути таким, щоб забезпечувалися задану теплову потужність і паропродуктивність котельні.

Порівняння варіантів проводиться виходячи з наведених витрат, які визначаються за формулою

$$B = K E_v + C_{річн} \quad (12.26)$$

де K - капітальні вкладення в котельню. При цьому нормативний коефіцієнт ефективності E_v для котельень приймається рівним 0,12, а для нової техніки - 0,15.

При порівнянні варіантів у складі загальних експлуатаційних витрат $C_{річн}$ витрати на паливо та електричну енергію враховуються не за цінами, а по замикаючим затратам, які характеризують зведені витрати по народному господарству на забезпечення додаткової потреби в паливі та енергії на території країни:

$$C_{п.} = B_{річн} B_{п.}^{зам} \quad (12.27)$$

$$C_{e.e} = E_{річн} B_{ел}^{зам} \quad (12.28)$$

Вибір оптимального серед порівнюваних варіантів обладнання здійснюється за мінімальним значенням наведених витрат.

Собівартість теплової енергії. Знаючи річні експлуатаційні витрати на відпустку котельні теплової енергії у вигляді гарячої води або пари, можна визначити собівартість виробництва цієї енергії грн/МДж (грн/Гкал)

$$C_{п} = C_{річн} / \sum Q_{в} \quad (12.29)$$

І собівартість її відпустки грн/МДж (грн/Гкал)

$$C_{відп} = C_{річн} / \sum Q_{відп} \quad (8.30)$$

а також аналогічно собівартості виробленої та відпущеної споживачам пара (грн/т)

$$C_{п.в.} = C_{річн.} / \sum D_{відп}; \quad C_{п.відп.} = C_{річн.} / \sum Q_{відп} \quad (12.31)$$

де $\sum D_{в}$ і $\sum D_{відп}$ річна вироблення і відпустку пара котельні, т.

Отримані значення можна порівняти з діючими і таким чином визначити рентабельність котельні.

РОЗДІЛ 13 ПРАКТИЧНІ ЗАВДАННЯ

13.1 Теплофікаційне обладнання ТЕЦ

13.1.1 Основні розрахункові формули

Площа поверхні нагрівання теплообмінних апаратів, м²,

$$F = \frac{Q}{k\Delta t}, \quad (13.1)$$

де Q – продуктивність апарату, Вт; k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·°С);
 Δt – температурний напір, °С.

Температурний напір при протитечії і прямотечії

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}\right)}, \quad (13.2)$$

де Δt_6 , Δt_m - більша і менша різниця температур між первинним і вторинним теплоносіями на кінцях теплообмінника.

Коефіцієнт теплопередачі поверхневих апаратів, чистих і з урахуванням забруднення:

$$k_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (13.3)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (13.4a)$$

або

$$k = k_0\beta, \quad (13.4b)$$

де k_0 , k - коефіцієнти теплопередачі апаратів при чистій та забрудненій поверхні теплообміну, Вт/(м²·°С); α_1, α_2 - коефіцієнти тепловіддачі між первинним і вторинним теплоносіями і стінкою, Вт/(м²·°С); $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$, δ_3/λ_3 - термічний опір стінки трубок і шару забруднення; $\delta_{ст}$, δ_3 - товщини стінки трубки і шару забруднення, м; $\lambda_{ст}$, λ_3 - теплопровідність стінки трубки і шару забруднення, Вт/(м·°С); $\beta = \frac{1}{1+k_0\frac{\delta_3}{\lambda_3}}$ - коефіцієнт, що враховує

забруднення поверхні.

Число Грігулля для конденсату при вертикальних підігрівачах¹

$$Z = A_1 H (\tau_H - t_{CT}). \quad (13.5)$$

Коефіцієнти тепловіддачі від пара, що конденсується, Вт/(м²·°C):
горизонтальні трубки (пар зовні трубок) $Z < 3900$

$$\alpha = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m d_H (\tau_H - t_{CT})}}; \quad (13.6)$$

вертикальні трубки $Z < 2300$

$$\alpha = \frac{A_3}{[H (\tau_H - t_{CT})]^{0.22}}; \quad (13.7)$$

вертикальні трубки $Z > 2300$

$$Re_H = \left[253 + 0,069 \frac{Pr^{0.75}}{Pr_{CT}^{0.25}} (Z - 2300) \right]^{4/3}; \quad (13.8)$$

$$\alpha = \frac{Re_H}{A_4 H (\tau_H - t_{CT})}. \quad (13.9)$$

Тут d_H - зовнішній діаметр трубок, м; m - приведене число рядів трубок по вертикалі для горизонтального підігрівача; H - розрахункова висота трубок вертикального підігрівача, м; τ_H - температура насичення пари, °C; t_{CT} - температура стінки, °C; Re_H - критерій Рейнольдса для конденсату при τ_H ; Pr , Pr_{CT} - критерій Прандтля для конденсату при τ_H і t_{CT} ; A_1 - A_4 - температурні множники у формулах (13.5) - (13.7) і (13.9).

Коефіцієнт тепловіддачі при турбулентному русі води уздовж трубок, Вт/(м²·°C),

$$\alpha = A_5 \frac{\omega^{0.8}}{d^{0.2}}, \quad (13.10)$$

де ω - швидкість води, м/с; d - діаметр трубки, м; A_5 - температурний множник.

Основні конструктивні розміри поверхневих теплообмінних апаратів:

¹ Для горизонтальних підігрівачів у формулі (13.5) величину H слід замінити величиною $m d_H$

$$n_0 = \frac{4V_T}{\pi d_B^2}; \quad (13.11)$$

$$l_Z = \frac{F}{\pi d n_0}; \quad (13.12)$$

$$D = 1.13\alpha \sqrt{\frac{n_0 z \sin \gamma}{\psi}}, \quad (13.13)$$

де n_0 - число трубок в одному ході; V_T - об'ємна витрата теплоносія в трубках, м³/с; ω_T - швидкість теплоносія в трубках, м/с; d_B - внутрішній діаметр трубок, м; l - довжина одного ходу води, м; z - число ходів; D - внутрішній діаметр корпусу, м; ψ - коефіцієнт використання трубної решітки; γ - кут між осями трубної системи; α - крок трубок, м.

13.1.2 Приклади

Приклад 13.1. Мережевий підігрівач теплофікаційної установки ТЕЦ повинен підігрівати воду в кількості 288 кг/с = 1039 т/год від $t_1 = 70$ °С до $t_2 = 116$ °С паром $p = 0,245$ МПа ($\tau_H = 126,8$ °С) Потрібно вибрати пароводяний мережевий вертикальний підігрівач з серії ПСВ. При розрахунку забруднення поверхні нагрівання врахувати знижуючий коефіцієнт $\beta = 0,8$.

Рішення. Вибираємо для перевірки типорозмір ПСВ-315-14-23 з наступними даними одного корпусу: площа поверхні нагрівання $F = 315$ м²; число ходів - 2; діаметр латунних трубок $d_H/d_B = 19/17,5$ мм; число трубок $n=1144$ шт.; площа живого перетину для проходу води $f=0,137$ м²; розрахункова висота трубок (відстань між сусідніми перегородками) $H=1,61$ м [5].

Необхідна теплова продуктивність підігрівача

$$Q = G_C(t_2 - t_1) = 288 \cdot 4190(116 - 70) = 55,6 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 47,7 \text{ Гкал/год.}$$

Температурний напір

$$\Delta t = \frac{(\tau_H - t_1) - (\tau_H - t_2)}{\ln \frac{(\tau_H - t_1)}{(\tau_H - t_2)}} = \frac{(126,8 - 70) - (126,8 - 116)}{\ln \frac{126,8 - 70}{126,8 - 116}} = 27,7^\circ\text{C.}$$

Середня щільність води $\rho = 959$ кг/м³.

Середня температура стінки

$$t_{CT} = 0,5(\tau_H + t) = 0,5(126,8 + 99,1) \approx 113^\circ\text{C.}$$

Число Грігулля Z для конденсату (при $\tau_H = 126,8^\circ\text{C}$, $A_1 = 78$ 1/(м*град) і $A_3 = 13930$)

$$Z = A_1 H (\tau_H - \tau_{CT}) = 78 \cdot 1,61 (126,8 - 113) = 1730.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від пари, що конденсується при $Z < 2300$

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{A_3}{[H(\tau_{\text{н}} - \tau_{\text{ст}})]^{0.22}} = \frac{13930}{[1.61(126.8 - 113)]^{0.22}} = 7036 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{°C}}.$$

Швидкість і коефіцієнт тепловіддачі води (за додатком 9 при $t=99,1^\circ\text{C}$, $A_5=2840$):

$$\omega = \frac{G}{f\rho} = \frac{288}{0.137 * 959} = 2.19 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$\alpha_{\text{в}} = A_5 \frac{\omega^{0.8}}{d^{0.2}} = 3300 \frac{2.19^{0.8}}{0.0175^{0.2}} = 13840 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{°C}}.$$

Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі при $\lambda_{\text{ст}}=105 \text{ Вт}/(\text{м} * \text{°C})$

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_{\text{п}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}} = \frac{0,8}{\frac{1}{7036} + \frac{0,00075}{105} + \frac{1}{13840}} = 3605 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{°C}}.$$

Необхідна площа поверхні нагрівання

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{55.5 * 10^6}{3605 * 27.7} = 556 \text{ м}^2.$$

Остаточо вибираємо два послідовно включених по воді підігрівача ПСВ-315-14-23. Вибрані таким чином підігрівачі будуть мати певний запас у площі поверхні нагрівання.

Приклад 13.2. На ТЕЦ з турбіною Т-105/120-130-2 встановлені нижня і верхня ступені мережєвих підігрівачів типів ПСГ-2300-2-8-1 і ПСГ-2300-3-8-1 з площею поверхні нагріву кожного $F=2300 \text{ м}^2$.

Визначити температури мережєвої води після кожного мережєвого підігрівача при витраті цієї води $G=1250 \text{ кг}/\text{с}$ і її початковій температурі $t_1=74^\circ\text{C}$. При розрахунку прийняти температуру насичення пари в нижньому мережєвому підігрівачі $\tau_{\text{н,н}}=105^\circ\text{C}$, а у верхньому - $\tau_{\text{н,в}}=120^\circ\text{C}$. Коефіцієнт теплопередачі підігрівачів допускається визначати за спрощеною емпіричною залежністю.

$$k = k_{\text{н}} \sqrt{G/G_{\text{н}}},$$

де $k_{\text{н}}$ - коефіцієнт теплопередачі підігрівачів при номінальній витраті води (умовно $k_{\text{н}}=2800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 * \text{°C})$; $G_{\text{н}}=1250 \text{ кг}/\text{с}$); k - коефіцієнт теплопередачі підігрівачів при довільній витраті води G .

Рішення. Оскільки $G = G_{\text{н}}$,

$$k = k_{\text{н}} = 2800 \text{ Вт} / (\text{м}^2 * \text{°C}).$$

Еквівалент витрати води $W=G_{\text{с}}=1250*4190=5,24*10^6 \text{ Дж}/(\text{с} * \text{°C})$.

Режимний коефіцієнт підігрівачів

$$\omega_{\text{н}} = \omega_{\text{в}} = \frac{kF}{W} = \frac{2800 * 2300}{5.24 * 10^6} = 1.23.$$

Безрозмірне питоме теплове навантаження нижнього і верхнього мережевих підігрівачів

$$\varepsilon_H = \varepsilon_B = 1 - e^{-\omega_B} = 1 - e^{-1,23} = 1 - 0,292 = 0,708.$$

Продуктивність нижньої ступені мережевого підігрівача

$$Q_H = \varepsilon_H W(\tau_{H.H} - t_1) = 0,708 * 5,24 * 10^6(105 - 74) = 115 * 10^6 \text{ Вт} = \\ = 98,9 \frac{\text{Гкал}}{\text{год}}.$$

Температура мережевої води за нижньою сходинкою мережевого підігрівача

$$t_{2H} = t_1 + \frac{Q_H}{W} = 74 + \frac{115 * 10^6}{5,24 * 10^6} = 96^\circ\text{C}.$$

Продуктивність верхнього ступеня мережевого підігрівача і сумарна

$$Q_B = \varepsilon_B W(\tau_{H.B} - t_{2H}) = 0,708 * 5,24 * 10^6(120 - 96) = 89 * 10^6 \text{ Вт} = \\ = 76,5 \frac{\text{Гкал}}{\text{год}}$$

$$Q = Q_H + Q_B = 115 * 10^6 + 89 * 10^6 = 204 * 10^6 \text{ Вт} = 175,4 \frac{\text{Гкал}}{\text{год}}.$$

Температура мережевої води за верхнім ступенем мережевого підігрівача

$$t_{2B} = t_{2H} + \frac{Q_B}{W} = 96 + \frac{89 * 10^6}{5,24 * 10^6} = 113^\circ\text{C}.$$

При розрахунку ε за наближеною формулою Е.Я. Соколова отримуємо:

$$\varepsilon_H = \varepsilon_B = \frac{1}{0,65 + \frac{1}{\omega}} = \frac{1}{0,65 + \frac{1}{1,23}} = 0,684;$$

$$Q_B = 0,684 * 5,24 * 10^6(105 - 74) = 111 * 10^6 \text{ Вт};$$

$$t_{2H} = 74 + \frac{111 * 10^6}{5,24 * 10^6} = 95,2^\circ\text{C};$$

$$Q_B = 0,684 * 5,24 * 10^6(120 - 95,2) = 88,9 * 10^6 \text{ Вт};$$

$$t_{2B} = 95,2 + \frac{88,9 * 10^6}{5,24 * 10^6} = 112,2^\circ\text{C}.$$

Отже, при визначенні Q похибка наближеної формули в розглянутому випадку не перевищує 3,5 %.

13.1.3 Контрольні завдання

Задача 13.3. Визначити продуктивність вертикального мережевого підігрівача типу ПСВ-500-14-23 і температуру мережної води за ним при її

витраті $G=475$ кг/с= 1710 т/год. Площа перерізу для проходу мережної води $f=0,226$ м² і число трубок $d_H/d_B = 19/17,5$ мм, $n=1830$ шт.

Всі інші дані прийняти з прикладу 13.1.

Відповідь. $Q=94,5$ МВт= $81,3$ Гкал/год, $t_2=117,5$ °С.

Задача 13.4. Вирішити приклад 13.2 при витраті мережної води $G=900$ кг/с.

Відповідь. $Q_H=89,5$ МВт= 77 Гкал/год; $t_2=97,7$ °С; $Q_B=64,4$ МВт= $55,4$ Гкал/год; $t_{2B}=114,7$ °С.

13.2 Обладнання теплових пунктів

13.2.1 Основні розрахункові формули

Рівняння характеристики водоструминного елеватора, запропоноване Е.Я. Соколовим

$$\frac{\Delta P_C}{\Delta P_P} = \varphi_1^2 \frac{f_1}{f_3} \left[2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{f_1}{f_{H2}} u^2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{f_1}{f_3} (1 + u)^2 \right], \quad (13.14)$$

де ΔP_C , ΔP_P - наявний перепад тисків робочого потоку і перепад тисків, створюваний елеватором, Па; f_1 , f_3 - площі живого вихідного перетину сопла і перетину циліндричної камери змішування, м²; $f_{H2}=f_3-f_1$ - площа живого перетину інжектуємого потоку у вхідному перерізі циліндричної камери змішування, м²; u - коефіцієнт інжекції елеватора; φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 - коефіцієнти швидкості сопла, циліндричної камери змішування, дифузора, вхідної ділянки камери змішування.

Оптимальний діаметр камери змішування, м

$$d_3 = \frac{5}{\sqrt[4]{S_C}}, \quad (13.15)$$

де $S_C = \Delta P_C / V_C^2$ - опір опалювальної системи, Па*с²/м⁶; V_C - об'ємна витрата змішаної води, м³/с.

Діаметр вихідного перетину сопла елеватора, м, при $\varphi_1=0,95$; $\varphi_2=0,975$; $\varphi_3=0,9$; $\varphi_4=0,925$.³

² Для зручності розрахунків у ряді випадків під опором системи опалення розуміють $S_* = \Delta P_O / G_C^2$, тобто відношення падіння тиску, Па, в цій системі до масової витрати змішаної води, кг/с, у квадраті. Співвідношення між S_O і S_* (при $\rho=1000$ кг/м³) наступне: $S_O = 10^6 S_*$.

³ За даними випробувань Тепломережі Мосенерго для застосовуваних в експлуатації елеваторів коефіцієнти швидкості φ_3 і φ_4 виявляються нижче наведених.

$$d_1 = \frac{d_3}{(1+u)\sqrt{0.64*10^{-3}S_C d_3^4 + 0.61 - 0.4n\left(\frac{u}{1+u}\right)^2}}, \quad (13.16)$$

де $n=f_3/f_{H2}$.

Втрата тиску в робочому соплі елеватора, Па

$$\Delta P_P = \frac{\rho_P V_P^2}{2\varphi_1^2 f_1^2} = \frac{G_P^2}{2\varphi_1^2 f_1^2 \rho_P}, \quad (13.17)$$

де V_P - об'ємна витрата робочої води через сопло, м³/с; $G_P = V_P \rho_P$ - масова витрата робочої води через сопло, кг/с; ρ_P - щільність робочої води, кг/м³.

Витрата змішаної води, кг/с або м³/с,

$$\begin{aligned} G_C &= (1 + u)G_P; \\ V_C &= (1 + u)V_P. \end{aligned} \quad (13.18)$$

13.2.2 Приклади

Приклад 13.5. Провести тепловий та конструктивний розрахунок опалювального пароводяного підігрівача горизонтального типу, а також визначити втрати напору при русі води в трубках за наступними даними: продуктивність підігрівача $Q = 1.163 * 10^6$ Вт = $1 * 10^6$ ккал/год; абсолютний тиск сухої насиченої пари $P=2,94$ МПа = 3 кгс/см² ($\tau_H=133^\circ\text{C}$); температура конденсату, що виходить з підігрівача, $\tau_K=\tau_H$; температура води при вході в підігрівач $t_1 = 70$ °С, а при виході з нього $t_2=95$ °С. При розрахунку прийняти: швидкість води в трубках $\omega = 1$ м/с; щільність води $\rho=1000$ кг/м³; число ходів води $z=2$; зовнішній діаметр латунних труб 16мм при товщині стінки $\delta=1$ мм.

Забруднення поверхні врахувати додатковим тепловим опором $\delta_3/\lambda_3=0,00013$ м²*°С/Вт.

Рішення. Витрата води

$$G = \frac{Q}{c(t_2 - t_1)} = \frac{1.163 * 10^6}{4190(95 - 70)} = 11.1 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 40 \text{т/год}$$

або

$$V = 0.0111 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Число трубок в одному ході і корпусі:

$$n_0 = \frac{4V}{\pi d_B^2} = \frac{4 * 0.0111}{1 * 3.14 * 0.014^2} = 72 \text{ шт.};$$

$$n = zn_0 = 72 * 2 = 144 \text{ шт.}$$

Приймаючи крок труби $\alpha=25$ мм, кут між осями трубної системи $\gamma=60^\circ$ і коефіцієнт використання трубної решітки $\psi = 0,7$, визначаємо діаметр корпусу

$$D = 1.13\alpha \sqrt{\frac{n \sin \gamma}{\psi}} = 1.13 * 0.025 \sqrt{\frac{144 \sin 60^\circ}{0.7}} = 0.378 \text{ м.}$$

Приймаємо для корпусу підігрівача трубу діаметром 426/414 мм.

Наведене число трубок у вертикальному ряду

$$m \approx \sqrt{n} = \sqrt{144} = 12 \text{ шт.}$$

Температурний напір

$$\Delta t = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{\tau_H - t_1}{\tau_H - t_2}} = \frac{95 - 70}{\ln \frac{133 - 70}{133 - 95}} = 49,4^\circ\text{C.}$$

Середня температура води і стінки:

$$t = \tau_H - \Delta t = 133 - 49.4 = 83.6^\circ\text{C};$$

$$t_{CT} = 0.5(t + \tau_H) = 0.5(83.6 + 133) = 108.3^\circ\text{C.}$$

У розглянутому випадку критерій Z виходить менше критичного ($Z_{KP}=3900$), що вказує на ламінарний режим течії плівки конденсату, для якого коефіцієнт тепловіддачі від пара до стінки може бути визначений за перетвореною формулою Лабунцова (при $\tau_H=133^\circ\text{C}$ за додатком 9 $A_2=9494$)

$$\alpha_{II} = \frac{A_2}{\sqrt[4]{md_H(\tau_H - t_{CT})}} = \frac{9494}{\sqrt[4]{12 * 0.016(133 - 108.3)}} = 6420 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * ^\circ\text{C}}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води (при $t=83,6^\circ\text{C}$ за додатком 9 $A_5=3094$)

$$\alpha_B = A_5 \frac{\omega^{0.8}}{d^{0.2}} = 3094 \frac{1^{0.8}}{0.014^{0.2}} = 7269 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * ^\circ\text{C}}.$$

Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{II}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_B}} = \frac{1}{\frac{1}{6420} + \frac{0,001}{105} + 0,00013 + \frac{1}{7269}} = 2314 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * ^\circ\text{C}}.$$

Уточнене значення температури стінки трубок

$$t_{CT} = \frac{t_H \alpha_{II} + t \alpha_B}{\alpha_{II} + \alpha_B} = \frac{133 * 7269 + 83.6 * 6420}{7269 + 6420} = 110^\circ\text{C.}$$

Оскільки уточнене значення t_{CT} мало відрізняється від прийнятого для попереднього розрахунку, перерахунок k не робимо.

Площа поверхні нагріву

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{1.163 * 10^6}{2314 * 49.4} = 10.2 \text{ м}^2.$$

Довжина трубок і довжина ходу води

$$l = \frac{F}{\pi dn} = \frac{10.2}{3.14 * 0.015 * 144} = 1.51 \text{ м};$$

$$L = lz = 1.51 * 2 = 3.02 \text{ м}.$$

Число Рейнольдса для води $t=83,6^\circ\text{C}$ з $\nu=0,352*10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

$$Re = \frac{\omega d}{\nu} = \frac{1 * 0.014}{0.352 * 10^{-6}} = 39800.$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя для латунних трубок з урахуванням їх забруднення $k_3=0,2 \text{ мм}$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25} = 0.11 \left(\frac{0.0002}{0.014} + \frac{68}{39800} \right)^{0.25} = 0.0391.$$

Коефіцієнти місцевих опорів наведені нижче:

На вході в камеру.....	1,5*1 = 1,5
На вході в трубки.....	1,0*2 = 2,0
На виході з трубок.....	1,0*2 = 2,0
При повороті на 180°.....	2,5*1 = 2,5
На виході з камери.....	1,5*1 = 1,5

$$\sum \xi = 9,5$$

Втрата напору в підігрівачі

$$\delta H = \left(\frac{\lambda L}{d} + \sum \xi \right) \frac{\omega^2}{2g} = \left(\frac{0.0391 * 3.02}{0.014} + 9.5 \right) \frac{1^2}{2 * 9.81} \approx 0.94 \text{ м}.$$

Приклад 13.6. Вибрати типорозмір опалювального секційного водоводяного підігрівача по ОСТ 34-588-68, а також визначити число секцій і втрати напору з боку мережевої та місцевої води.

Продуктивність підігрівача $Q=2.326*10^6 \text{ Вт} = 2*10^6 \text{ ккал/год}$; температура мережної води при вході в підігрівач $\tau_1 = 150^\circ\text{C}$ і при виході $\tau_2 = 80^\circ\text{C}$; температура води, що нагрівається при вході в підігрівач $t_1=70^\circ\text{C}$ і при виході $t_2=95^\circ\text{C}$. При попередньому розрахунку швидкість води, що нагрівається (між трубками) прийняти $\omega_{\text{MT}}=0,8 \text{ м/с}$. Вплив забруднення поверхні нагрівання підігрівача і зниження коефіцієнта теплопередачі при низьких температурах води⁴ врахувати зниженим значенням коефіцієнта $\beta=0.65$.

⁴ Розрахунок можна вести також для точки «зламу» температурного графіка при нормальному значенні β .

Рішення. Витрати мережевої (у трубках) і нагріваючої (між трубками) води (при $\rho=1000\text{кг/м}^3$):

$$G_M = G_T = \frac{Q}{c(\tau_1 - \tau_2)} = \frac{2.326 * 10^6}{4190(150 - 80)} = 7.94 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$V_T = 0.00794 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$G_6 = G_{MT} = \frac{Q}{c(t_2 - t_1)} = \frac{2.326 * 10^6}{4190(95 - 70)} = 22.2 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$V_{MT} = 0.0222 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Площа прохідного перетину міжтрубного простору

$$f_{MT} = V_{MT}/\omega_{MT} = 0,0222/0,8 = 0,0278 \text{ м}^2.$$

Вибираємо підігрівач по ОСТ 34-588-68 із зовнішнім діаметром корпусу 273 мм, числом латунних трубок 16/14- $n=109$ шт. площею прохідного перетину трубок $f_T=0,0168 \text{ м}^2$, площею прохідного перетину міжтрубного простору $f_{MT}=0,0308 \text{ м}^2$, опір однієї секції трубного простору $S_T=1,82*10^3 \text{ м}^3\text{с}^2/\text{м}^6$ і міжтрубного простору $S_{MT}=1,17*10^3 \text{ м}^3\text{с}^2/\text{м}^6$.

Швидкість води в трубках і між трубками:

$$\omega_T = \frac{V_T}{f_T} = \frac{0.00794}{0.0168} = 0.473 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$\omega_{MT} = \frac{V_{MT}}{f_{MT}} = \frac{0.0222}{0.0308} = 0.72 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Еквівалентний діаметр для міжтрубного простору

$$d_3 = \frac{4f_{MT}}{P} = \frac{4 * 0.0308}{3.14(0.016 * 109 + 0.259)} = 0.0197 \text{ м}.$$

Середня температура води в трубках і між трубками:

$$\tau = 0,5(\tau_1 + \tau_2) = 0,5(150 + 80) = 115^\circ\text{C} (A_{5T} = 3490);$$

$$t = 0.5(t_2 + t_1) = 0.5(95 + 70) = 82.5^\circ\text{C} (A_{5M} = 3080).$$

Коефіцієнти тепловіддачі:

$$\alpha_T = A_{5T} \frac{\omega_T^{0.8}}{d_B^{0.2}} = 3490 \frac{0.473^{0.8}}{0.0139^{0.2}} = 4560 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 * ^\circ\text{C})};$$

$$\alpha_{MT} = A_{5MT} \frac{\omega_{MT}^{0.8}}{d_3^{0.2}} = 3080 \frac{0.72^{0.8}}{0.0197^{0.2}} = 5210 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 * ^\circ\text{C})}.$$

Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі (теплопровідність латуні $\lambda=105 \text{ Вт}/(\text{м}^*\text{°C})$)

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_T} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{MT}}} = \frac{0.65}{\frac{1}{4560} + \frac{0.001}{105} + \frac{1}{5210}} = 1530 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * ^\circ\text{C}}.$$

Температурний напір

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{(150 - 95) - (80 - 70)}{\ln \frac{150 - 95}{80 - 70}} = 26.4^\circ\text{C}.$$

Площа поверхні нагрівання підігрівача

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{2.326 * 10^6}{1530 * 26.4} = 58 \text{ м}^2.$$

Довжина ходу води по трубках при $d=0.5(0.016+0.0132)=0.0146$ м

$$L_T = l_{Tz} = \frac{F}{\pi d n} = \frac{58}{3.14 * 0.0146 * 109} = 11.6 \text{ м}.$$

Число секцій (при довжині однієї секції $l_T=4$ м) $z=L_T/l_T=11,6/4=2,9$ секції, приймаємо 3 секції.

Втрати напору в трубках і міжтрубному просторі підігрівача

$$\delta H_T = S_T z V_T^2 = 1.82 * 10^3 * 3 * 0.00794^2 = 0.34 \text{ м},$$

$$\delta H_{MT} = S_{MT} z V_{MT}^2 = 1.17 * 10^3 * 3 * 0.0222^2 = 1.73 \text{ м}.$$

13.2.3 Контрольні завдання

Задача 13.7. Довжина траси транзитного двотрубного водяного теплопроводу – $l_1 = 1000$ м , діаметр труб - $d_1 = 408$ мм. На кінці трубопроводу встановлена перемичка діаметром $d_2 = 207$ мм і довжиною $l_2=1,5$ м для проведення випробувань з визначення втрати напору.

Сума коефіцієнтів місцевих опорів трубопроводу (в одному напрямку) $\Sigma \xi_1 = 15$ та перемички при повністю відкритій засувці – $\Sigma \xi_2 = 5$.

Визначити необхідну різницю напорів на висновках зі станції , при якій забезпечується витрата води $V = 1400$ м³/год = $0,389$ м³/с, і втрату напору в перемичці при зазначеній витраті води.

Еквівалентну шорсткість прийняти 0,5 мм.

Відповідь. Різниця напорів на висновках зі станції $\Delta H = 94,5$ м. Втрата напору в перемичці $\delta H_{\Pi} = 35,3$ м.

Задача 13.8. Схема теплової мережі з підігрівачем гарячого водопостачання А і групою опалювальних споживачів В приведена на рис. 13.1 . На тому ж рисунку приведений графік напорів при роботі одних опалювальних споживачів (споживач А відключений). Різниця напорів на висновках зі станції - $\Delta H'=60$ м, різниця напорів в місці приєднання споживача А до мережі становить 50 м , а витрата води на станції $V' = 400$ м³/год = $0,111$ м³/с.

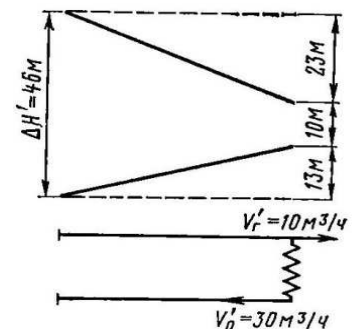


Рис.13.1 – До задачі 13.8

Визначити витрату води у споживача А після його включення, якщо відомо, що в цьому випадку витрата води на станції зростає до $500\text{ м}^3/\text{год}=0,139\text{ м}^3/\text{с}$ при незмінній різниці напорів на висновках станції і незмінному опорі опалювальних споживачів.

Відповідь. $V_A = 123\text{ м}^3/\text{год} = 0,0342\text{ м}^3/\text{с}$.

Задача 13.9. Схема відгалуження водяної мережі до абонента з безпосереднім розбором води для гарячого водопостачання приведена на рис.13.2. На тому ж рисунку приведений графік напорів при розборі води на гаряче водопостачання з подаючої лінії

$V_{\Gamma}=10\text{ м}^3/\text{год} =0,00278\text{ м}^3/\text{с}$ і витраті води на опалення $V_0 = 30\text{ м}^3/\text{год} = 0,00833\text{ м}^3/\text{с}$.

Визначити витрату води на опалення при припиненні розбору води на гаряче водопостачання. Різниця напорів в місці приєднання відгалуження до магістралі при обох режимах залишається постійною $\Delta H=46\text{ м}$.

Відповідь. $V_0 = 34\text{ м}^3/\text{год} = 0,00944\text{ м}^3/\text{с}$.

Задача 13.10. Як розподілиться витрата води в двох паралельно з'єднаних подаючих трубопроводах з діаметрами $d_1 = 309\text{ мм}$ і $d_2 = 408\text{ мм}$ однакової довжини? Коефіцієнти місцевих втрат напорів в обох трубопроводах рівні.

Відповідь. $V_2/V_1=2,07$.

Задача 13.11. Схема транзитного двотрубного далекого теплопроводу з довжиною траси $l=16\text{ км}$ і внутрішнім діаметром труб $d=1000\text{ мм}$ приведена на рис. 13.3. На цьому ж рисунку приведений графік напорів для нормального режиму теплопроводу.

У місці приєднання транзитного теплопроводу до міської закритою водяної мережі встановлена насосна підстанція на транзитному зворотному трубопроводі, що знижує тиск у зворотному трубопроводі міської мережі на 40 м . Витрата води при роботі насосної підстанції становить $V= 4000\text{ м}^3/\text{год}=1,1111\text{ м}^3/\text{с}$.

Визначити витрату води в транзитному теплопроводі і надлишкові тиски в місці приєднання транзитного теплопроводу до теплової мережі при

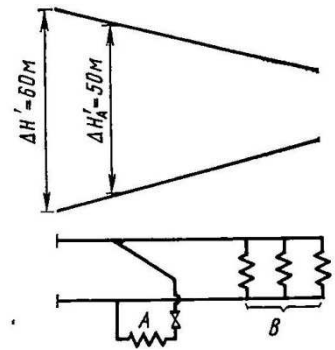


Рис.13.2 – До задачі 13.9

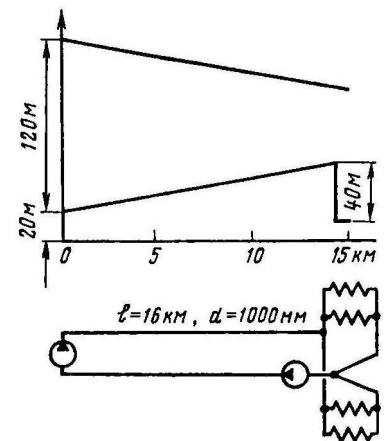


Рис.13.3 – До задачі 13.11

зупинці насосів на підстанції. Для обох режимів різниця напорів на висновках із заміської ТЕЦ залишається незмінною $\Delta H' = \Delta H = 120\text{м}$, а також незмінними залишаються опори ділянок мережі. При розрахунку еквівалентну шорсткість прийняти $k_{\text{э}} = 0,5$ мм, а профіль місцевості - горизонтальний. Коефіцієнт місцевих втрат напору $\alpha = 0,31$.

Відповідь. $V = 3460 \text{ м}^3/\text{год} = 0,9611 \text{ м}^3/\text{с}$; $P_{\text{п}} = 1,136 \text{ МПа}$ (надл.)
 $P_0 = 0,464 \text{ МПа}$ (надл.).

Задача 13.12. Визначити витрати води на ділянках I-IV магістралі теплової мережі, що живиться від двох ТЕЦ.

Схема мережі наведена на рис. 13.12. Діаметри і довжини ділянок магістралі (в одному напрямку): $l_{\text{I}} = 800 \text{ м}$; $l_{\text{II}} = l_{\text{III}} = 400 \text{ м}$; $l_{\text{IV}} = 600 \text{ м}$; $d_{\text{I}} = 408 \text{ мм}$; $d_{\text{II}} = d_{\text{III}} = 259 \text{ мм}$; $d_{\text{IV}} = 309 \text{ мм}$.

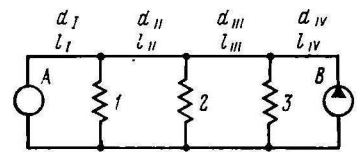


Рис.13.4 – До задачі 13.12

Витрати води у абонентів 1-3: $V_1 = 600 \text{ м}^3/\text{год} = 0,1667 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_2 = 200 \text{ м}^3/\text{год} = 0,0555 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_3 = 400 \text{ м}^3/\text{год} = 0,1111 \text{ м}^3/\text{с}$;

$$V = V_1 + V_2 + V_3 = 1200 \text{ м}^3/\text{год} = 0,3333 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Різниця напорів на колекторах станції: $\Delta H_A = 120\text{м}$; $\Delta H_B = 100\text{м}$.

При розрахунку прийняти коефіцієнт місцевих втрат напору $\alpha = 0,25$ і еквівалентну шорсткість труб $k_{\text{э}} = 0,5$ мм.

Відповідь. $V_{\text{I}} = 874 \text{ м}^3/\text{год} = 0,2428 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_{\text{II}} = 274 \text{ м}^3/\text{год} = 0,0761 \text{ м}^3/\text{с}$;
 $V_{\text{III}} = 74 \text{ м}^3/\text{год} = 0,0206 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_{\text{IV}} = -326 \text{ м}^3/\text{год} = -0,0906 \text{ м}^3/\text{с}$.

Задача 13.13. Визначити витрату електроенергії на перекачку 1 т мережної води насосом з напором $H = 80 \text{ м}$. Насос працює при номінальній витраті води і має ККД $\eta_{\text{н}} = 0,65$. Коефіцієнт корисної дії електродвигуна $\eta_{\text{ед}} = 0,93$.

Відповідь. $E = 0,36 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{т}$.

Задача 13.14. Визначити витрату електроенергії на перекачку 1 т мережної води насосом, зазначеним в задачі 13.13, при умові роботи його з подачею, яка дорівнює половині номінальної.

Зниження подачі насоса здійснено прикриттям засувки на нагнітальному патрубку насоса.

Коефіцієнт холостого ходу насоса $\chi = 0,4$.

Відповідь. $E = 0,504 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{т}$.

13.3 Системи теплопостачання

13.3.1 Основні розрахункові формули

Витрата теплоти, переданої по водяному теплопроводу, Вт: при закритій системі теплопостачання

$$Q = Gc(\tau_1 - \tau_2) \quad (13.19)$$

при відкритій системі теплопостачання

$$Q = G_1c(\tau_1 - t_x) - G_2c(\tau_2 - t_x) \quad (13.20)$$

Витрата теплоти, переданої по паропроводу при неповному поверненні конденсату,

$$Q = G(h - ct_x) - G_kc(\tau_2 - t) \quad (13.21)$$

Тут G - витрата теплоносія, кг/с; G_1, G_2 - витрати води в подавальному і зворотному (при русі води в бік ТЕЦ) трубопроводах, кг/с; G_k - кількість конденсату що повертається, кг/с; c - теплоємність води, Дж/(кг·°С); τ_1, τ_2 - температури мережної води в подавальному і зворотному трубопроводах, °С; h - ентальпія пара, Дж/кг; t_x - Температура вихідної холодної води, °С; τ_k - температура конденсату, °С.

13.3.2 Приклади

Приклад 13.15. Споживачеві відпущена теплота $Q=1$ ГДж у вигляді сухої насиченої пари з абсолютним тиском 0,5 МПа. Визначити масу відпущеного пара, якщо від споживача буде повністю повернено конденсат з температурою $\tau_k=100$ °С.

Визначити також масу відпущеного пара, якщо від споживача буде повернуто 50 % конденсату. При розрахунку прийняти, що температура холодної води у джерел теплопостачання та споживача

$$t_x=10 \text{ °С.}$$

Рішення. За таблицями для водяної пари знаходимо $h = 2748$ кДж/кг. Маса відпущеної пари при повному поверненні конденсату і $Q=1$ ГДж= 10^6 кДж

$$G = \frac{Q}{h - c\tau_k} = \frac{10}{2748 - 4,19 * 100} = 429 \text{ кг} = 0,429 \text{ т.}$$

Масу відпущеного пара для випадку часткового повернення конденсату $G_k = 0,5G$ і $Q = 1$ ГДж знаходимо з рівняння

$$Q = G(h - ct_x) - G_k c(\tau_k - t_x);$$

$$G = \frac{Q}{h - ct_x - 0,5c(\tau_k - t_x)} =$$

$$= \frac{10^6}{2748 - 4,19 \cdot 100 - 0,5 \cdot 4,19(100 - 10)} = 397 \text{ кг} = 0,397 \text{ т.}$$

Приклад 13.16. Вирішити приклад 13.15 в одиницях, заснованих на калорії, якщо споживачеві відпущена теплота $Q = 1$ Гкал і від нього буде повністю повернений конденсат.

Рішення. За таблицями для водяної пари знаходимо $h = 656$ ккал/кг. Маса відпущені пари при $Q = 1$ Гкал = 10^6 ккал

$$G = Q / (h - c\tau_k) = \frac{10^6}{(656 - 1 \cdot 100)} = 1800 \text{ кг} = 1,8 \text{ т.}$$

Приклад 13.17. Визначити витрати мережної води у споживача гарячого водопостачання при приєднанні його за паралельною схемою до закритої теплової мережі та до відкритої мережі.

Максимальна витрата теплоти становить $Q = 1$ МВт = 1000 кВт = 1000 кДж/с. В обох варіантах при розрахункових умовах температура води в трубопроводі, що подає $\tau_1 = 70^\circ\text{C}$. Температура води після підігрівача гарячого водопостачання $\tau_1 = 30^\circ\text{C}$. При варіанті відкритої теплової мережі частина води на гаряче водопостачання відбирається із зворотного трубопроводу після системи опалення з температурою $\tau_{o2} = 41,7^\circ\text{C}$. Температура води, що надходить в систему гарячого водопостачання, підтримується $t_r = 60^\circ\text{C}$ при температурі холодної води $t_x = 5^\circ\text{C}$.

Рішення. Витрата мережної води при закритій системі з підігрівачем, приєднаним паралельно по відношенню до опалювальної установки,

$$G_r = \frac{Q_{rM}}{c(\tau_1 - \tau_{r2})} = \frac{10^3}{4,19(70 - 30)} = 5,97 \text{ кг/с} = 21,5 \text{ т/ч.}$$

Загальний розбір мережної води з подаючого та зворотного трубопроводів при відкритій системі

$$G_r = \frac{Q_{rM}}{c(t_r - t_x)} = \frac{10^3}{4,19(70 - 30)} = 4,34 \text{ кг/с} = 15,6 \text{ т/ч.}$$

Розбір води з подаючого і зворотного трубопроводів визначаємо з рівняння теплового і матеріального балансів змішання потоків:

$$G_{r1} = \frac{t_r - \tau_{c2}}{c(\tau_1 - \tau_{r2})} = 4,34 \frac{60 - 41,7}{70 - 41,7} = 2,81 \text{ кг/с} = 10,1 \text{ т/ч.}$$

$$G_{r2} = G_r - G_{r1} = 4,34 - 2,81 = 1,53 \text{ кг/с} = 5,5 \text{ т/ч.}$$

Приклад 13.18. Вирішити приклад 13.17, якщо максимальна витрата теплоти становить $G_r=1$ Гкал/ч.

Рішення виконати в одиницях, заснованих на калорії.

Рішення. Витрати води:

при закритій системі

$$G_r = \frac{Q_{rM}}{c(t_r - t_{ra})} = \frac{10^6}{1(70 - 30)} = 25000 \text{ кг/ч} = 6,94 \text{ кг/с.}$$

при відкритій системі

$$G_r = \frac{Q_{rM}}{c(t_r - t_x)} = \frac{10^6}{1(60 - 30)} = 18200 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} = 5,05 \text{ кг/с.}$$

$$G_r = \frac{t_r - \tau_{02}}{\tau_1 - \tau_{02}} = 18200 \frac{60 - 41,7}{70 - 41,7} = 11800 \text{ кг/ч} = 3,28 \text{ кг/с.}$$

$$G_{r2} = G_r - G_{r2} = 5,05 - 3,28 = 1,77 \text{ кг/с.}$$

Приклад 13.19. Визначити кількість теплоти, акумульованої у воді з температурою $\tau=150$ °С, що заповнює трубопровід з внутрішнім діаметром $d=514$ мм і довжиною $l=1$ км, порівняти його з кількістю теплоти, акумульованої в сухому насиченому парі з температурою насичення $\tau=150$ °С, що знаходиться в такому ж трубопроводі.

Відлік кількості акумульованої теплоти вести від температури холодної водопровідної води $t_x=10$ °С.

Рішення. За таблицями для водяної пари знаходимо:

$$c_B=4,3 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{°С)}; \rho_B=918 \text{ кг/м}^3; h=2746 \text{ кДж/кг}; \rho_{\Pi} = 2,55 \text{ кг/м}^3.$$

Об'єм трубопроводу

$$V = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,514^2}{4} 1000 = 207 \text{ м}^3$$

Маса води в трубопроводі $G = V\rho_{\Pi} = 207 \cdot 918 = 190\,000$ кг.

Кількість теплоти, акумульованої у воді,

$$Q_B = (G_B c_B (\tau - t_x)) = 190\,000 \cdot 4,3 (150 - 10) = 114 \cdot 10^6 \text{ кДж} = 27,2 \text{ Гкал.}$$

Маса пари в трубопроводі

$$Q_{\Pi} = V\rho_{\Pi} = 207 \cdot 2,55 = 528 \text{ кг.}$$

Кількість теплоти, акумульованої в парі,

$$Q_{\Pi} = Q_{\Pi}(h - ct_x) = 528 (2746 - 4,19 \cdot 10) = 1,43 \cdot 10^6 \text{ кДж} = 1,43 \text{ ГДж} = 0,34 \text{ Гкал,}$$

Таким чином, кількість теплоти, акумульованої у воді, в 78 разів більше, ніж в парі.

Приклад 13.20. Яка маса теплоносія втрачається в секунду через що утворилося при аварії отвір перетином $f=1$ см² в стінці трубопроводу?

Задачу вирішити для водяної мережі з температурою води $t < 100$ °С ($\rho_{\text{в}} \approx 1000$ кг/м³ або $\nu_{\text{в}} = 0,001$ м³/кг) і для паропроводу насиченої пари.

В обох варіантах надлишковий тиск теплоносіїв прийняти $P_{\text{надл}} = 0,4$ МПа і коефіцієнт витрати отвору $\mu = 1$.

Рішення. Витрата витікаючої води при $p^{\text{надл}} = p - p_0 = 0,4 \cdot 10^6$ Па.

$$G_{\text{в}} = 1,41f \sqrt{\frac{p - p_0}{\nu_{\text{в}}}} = 1,41 \cdot 0,0001 \sqrt{\frac{0,4 - 10^6}{0,001}} = 2,82 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 10,2 \text{ т/ч}$$

Витрата пари, що виходить з трубопроводу, визначаємо за формулою для критичного закінчення за початкових параметрах пари $\rho_{\text{п}} \approx 0,4 + 0,1 = 0,5$ МПа та $\nu_{\text{п}} = 0,375$ м³/кг

$$G_{\text{п}} = 0,65f \sqrt{p_{\text{п}}/\nu_{\text{п}}} = 0,65 \cdot 0,001 \sqrt{0,5 \cdot 10^6 / 0,375} = 0,075 \text{ кг/с.}$$

Наведений розрахунок показує, що при прийнятих умовах витік пари буде приблизно в 37 разів більше витіку пари.

Приклад 13.21. Для хімічного заводу в якості теплоносія, обігрівального апарату, в яких відбуваються високотемпературні процеси, намічено застосувати водяну пару або пар висококиплячих органічного теплоносія Даутерм [евтектична суміш 26,5 % дифенілу (C₆H₅)₂ і 73,5 % діфенілоксида (C₆H₅)₂O].

Які мінімальні тиску для зазначених двох теплоносіїв повинні бути прийняті, якщо процес в технологічних апаратах протікає при температурі $t = 270$ °С. Перепад між температурою насичення пари (водяного або Даутерм) і температурою процесу в апараті прийняти 10 °С.

Залежність між температурою і абсолютним тиском насиченої пари Даутерм характеризується наступними даними;

Температура, °С..... 260 270 280 290 300

Тиск, МПа..... 0,103 0,131 0,163 0,195 0,233

Рішення. Мінімальна температура насиченої пари $\tau_{\text{н}} = 270 + 10 = 280$ °С.

Для водяної пари за таблицями знаходимо відповідне температурі насичення $\tau_{\text{н}} = 280$ °С абсолютний тиск $p = 6,49$ МПа. Для Даутерм за наведеною таблицею знаходимо відповідне температурі насичення $\tau_{\text{н}} = 280$ °С абсолютний тиск $p = 0,163$ МПа. Отже, тиск в технологічному апараті при застосуванні Даутерм майже в 40 разів менше, ніж при застосуванні водяної пари.

13.3.3 Контрольні завдання

Завдання 13.22. Споживачеві гарячого водопостачання відпущений 1 ГДж теплоти. Температура гарячої води $t_r=60$ °С, а температура вихідної холодної води $t_x=10$ °С. Яка кількість води було відпущено споживачеві?

Відповідь. $G=4,77$ т.

Завдання 13.23. Визначити кількість теплоти, акумульованої (рахуючи від 10°С) у воді з температурою 180°С, що заповнює транзитний теплопровід діаметром 1392 мм н завдовжки 20 км. Визначити також можливу тривалість роботи теплопроводу за рахунок акумульованої у воді теплоти, якщо витрата теплоти становить 1500 МВт.

Відповідь. $Q=21700$ ГДж; $n=4$ ч.

Завдання 13.24. Висотна будівля має систему опалення висотою 142 м.

Який надлишковий тиск відчували б радіатори нижнього поверху при застосуванні водяної системи опалення ($\rho_B=995$ кг/м³) без розбивки на технічні зони і при застосуванні парової системи опалення з надлишковим тиском пари в верхній точці 0,02 МПа?

Відповідь. При воді $p=1,39$ МПа, при парі $p=0,0202$ МПа (надлишковий тиск).

Завдання 13.25. За однотрубну теплопроводу подається теплота у вигляді гарячої води з температурою 60°С при температурі вихідної холодної води на ТЕЦ $t_x=10$ °С.

Визначити, у скільки разів збільшаться середня швидкість втрати тиску в тому ж трубопроводі, якщо по ньому пустити насичений пар із середнім абсолютним тиском 0,6 МПа, забезпечуючи відпустку теплоти в тій же кількості, що і при гарячій воді. У цьому випадку температуру конденсату умовно прийняти рівною температурі вихідної холодної води $t_x=10$ °С.

Втрати напору теплоносія (води і пари) в трубопроводі ($\delta H = \delta p / g\rho$ м) пропорційні квадрату об'ємної витрати теплоносія.

Відповідь. $\omega_{\Pi} - \omega_B=24,4$; $\delta p_B - \delta p_{\Pi}=2,45$.

13.4 Режими регулювання централізованого теплопостачання

13.4.1 Основні розрахункові формули

Теплове навантаження теплообмінного апарату, Вт

$$Q = W_{\Pi}(\tau_1 - \tau_2) = W_B(t_1 - t_2) = kf\Delta t = \varepsilon W_M \nabla \quad (13.22)$$

де $W_{\Pi} = c_{\Pi} G_{\Pi}$ та $W_{\text{В}} = c_{\text{В}} G_{\text{В}}$ еквіваленти витрати первинного та вторинного теплоносіїв, Дж/(с·К) або Вт/°С; c_{Π} і $c_{\text{В}}$ - теплоємності первинного та вторинного теплоносіїв, Дж/(кг·К); G_{Π} і $G_{\text{В}}$ - масова витрата первинного та вторинного теплоносіїв, кг/с; τ_1 і τ_2 - температури первинного теплоносія на вході в теплообмінний апарат і на виході з нього, °С; t_1 та t_2 - температури вторинного теплоносія на виході з теплообмінного апарату і на вході в нього, °С; k - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К); F - площа поверхні нагрівання, м²; Δt - температурний напір у теплообмінному апараті; °С; ε - безрозмірна питома теплова навантаження; $W_{\text{М}}$ - менший еквівалент витрат теплоносія, Дж/(с·К); $\nabla = \tau_1 - t_2$ - максимальна різниця температур теплоносіїв, °С.

Відносна теплове навантаження

$$\bar{Q} = Q/Q', \quad (13.23)$$

де Q' - максимальне теплове навантаження, Вт,

Відносна навантаження системи опалення

$$\bar{Q}_0 = \frac{Q_0}{Q'_0} = \frac{W_0 (\tau_{01} - \tau_{02})}{W'_0 (\tau'_{01} - \tau'_{02})} = \frac{t_{\text{В}} - t_{\text{Н}}}{t_{\text{В,р}} - t_{\text{Н,о}}}, \quad (13.24)$$

Де $t_{\text{В}}$ і $t_{\text{В,р}}$ - поточне і розрахункове значення температури повітря всередині опалювальних приміщень, °С; $t_{\text{Н}}$ і $t_{\text{Н,о}}$ - температури зовнішнього повітря поточна і розрахункова для проектування опалення, °С; Q_0 і Q' - поточна і розрахункова (при температурі $t_{\text{Н,о}}$) навантаження опалювальних установок, Вт; W_0 і W'_0 - поточне і розрахункове значення еквівалентів витрати мережної води на опалення, Вт/°С; τ_{01} і τ'_{01} - поточне і розрахункове значення температури мережної води в трубопроводі, що подає систем опалення, °С; τ_{02} і τ'_{02} - те ж у зворотному трубопроводі, °С.

Безрозмірна питома теплова навантаження системи опалення по Є. Я. Соколову

$$\varepsilon = \varepsilon_0 = \frac{1}{\frac{0,5+u}{1+u} + \omega} \quad (13.25)$$

де u - коефіцієнт змішування елеватора; ω - режимний коефіцієнт.

Режимний коефіцієнт ω :

$$\omega = \frac{k_0 F}{W_0} = \frac{k'_0 F}{W'_0} \frac{\bar{Q}_0^{0.2}}{W_0} = \frac{\delta \tau'_0 \bar{Q}_0^{0.2}}{\Delta t'_0}, \quad (13.26)$$

де F - площа поверхні нагрівання опалювальних приладів, м^2 ; k_0 та k'_0 - коефіцієнт теплопередачі опалювального приладу при будь-якому режимі і при розрахунковому режимі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; $\delta \tau'_0 = \tau'_{01} - \tau'_{02}$ - різниця температур мережної води на опалювальному введенні при розрахунковому режимі, $^\circ\text{C}$; $\Delta t'_0 = (\tau'_{03} - \tau'_{02})/2 - t_{\text{в.р}}$ - температурний напір опалювального приладу при розрахунковому режимі, $^\circ\text{C}$; τ'_{03} - температура води і подаючому стояку опалювальної системи при розрахунковому режимі, $^\circ\text{C}$.

Рівняння Є. Я Соколова для розрахунку еквівалента витрати води на вентиляцію

$$\begin{aligned} \alpha \left(\frac{W_{\text{п}}}{W_{\text{в}}} \right) - \beta \left(\frac{W_{\text{п}}}{W_{\text{в}}} \right)^{0,85} - 0,5 &= 0; \\ \alpha &= \frac{\tau_1 - t_2}{t_1 - t_2} - 0,5; \\ \beta &= \frac{\Delta t'' W_{\text{м}}''}{Q_{\text{в}}''} \left(\frac{W_{\text{п}}''}{W_{\text{м}}''} \right)^{0,15} \left(\frac{W_{\text{в}}''}{W_{\text{м}}''} \right)^{0,5} \left(\frac{W_{\text{в}}''}{W_{\text{м}}''} \right)^{0,35}, \end{aligned} \quad (13.27)$$

де $Q_{\text{в}}''$ - витрата теплоти на вентиляцію (теплове навантаження вентиляційних калориферів) при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування вентиляції $t_{\text{н.в}}$, Вт

Позначення інших величин наведені у формулі (13.22).

Спрощена формула Є. Я. Соколова для визначення ε для протиточних водо-водяних підігрівачів

$$\varepsilon = \frac{1}{0,35 \frac{W_{\text{м}}}{W_{\text{б}}} + 0,65 + \frac{1}{\Phi} \sqrt{\frac{W_{\text{м}}}{W_{\text{б}}}}} \leq 1, \quad (13.28)$$

де Φ - параметр секційного водо-водяного підігрівача, значення якого для даного підігрівача практично постійно, $\Phi = kF / \sqrt{W_{\text{п}} W_{\text{в}}}$.

Уточнені експонентні рівняння для розрахунку продуктивності протиточних водо-водяних підігрівачів

$$Q = \varepsilon W_{\text{п}} \nabla = \varepsilon G_{\text{п}} c_{\text{п}} \nabla$$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^z}{1 - \frac{G_{\Pi}}{G_B} e^z};$$

$$z = \left(\frac{G_{\Pi}}{G_B} - 1\right) \frac{kF}{G_{\Pi} c_{\Pi}} \quad (\text{допоміжна величина})$$

Або

$$z = \Phi\left(\frac{G_{\Pi}}{G_B} - 1\right) / \sqrt{\frac{G_{\Pi}}{G_B}}$$

Рівняння характеристики опалювальних установок Є. Я. Соколова

$$\bar{Q}_0 = \frac{\tau_{01} - t_H}{t_{в.р} - t_{н.о} + \frac{\Delta t'_0}{Q_0^{0,2}} + \frac{\delta \tau_{\sigma - 0,5\theta'}}{W_0}} \quad (13.29)$$

де $\theta' = \tau'_{03} - \tau'_{02}$ - перепад температур води в опалювальній системі в розрахунковому режимі, °С.

Температури води при якісному регулюванні навантаження повітряних систем опалення:

$$\tau_{01} = t_{в.р} + (\tau'_{01} - t_{в.р}) \bar{Q}_0; \quad (13.30)$$

$$\tau_{01} = t_{в.р} + (\tau'_{02} - t_{в.р}) \bar{Q}_0. \quad (13.31)$$

Температури води при будь-якому режимі регулювання навантаження водяних систем опалення та залежною схемою їх приєднання:

$$\tau_{01} = t_{в.р} + \Delta t'_0 \bar{Q}_0^{0,8} + \frac{(\delta \tau'_0 - 0,5\theta') Q_0}{\bar{G}_0}; \quad (13.32)$$

$$\tau_{02} = t_{в.р} + \Delta t'_0 \bar{Q}_0^{0,8} - 0,5\theta' Q_0 / \bar{G}_0; \quad (13.33)$$

$$\tau_{03} = t_{в.р} + \Delta t'_0 \bar{Q}_0^{0,8} - 0,5\theta' Q_0 / \bar{G}_0; \quad (13.34)$$

де $\bar{G}_0 = G_0 / G_0'$ - відношення поточного н розрахункового витрат мережної води на опалення (відносний витрата води на опалення).

Відносний витрата або відносний еквівалент витрати води в мережі зручно описувати емпіричним рівнянням Е. Я. Соколова

$$\bar{G}_0 = \bar{W}_0 = \bar{Q}_0^m.$$

При якісному регулюванні опалення $m = 1$ і $\bar{G}_0 = 1$; при якісно - кількісному регулюванні $m = 0,33$ і $\bar{G}_0 = \bar{Q}_0^{0,33}$.

Відносна витрата мережної води при кількісному регулюванні опалювальних систем ($\tau_{01} = \tau'_{01} = const$)

$$\bar{G}_0 = \frac{G_0}{G'_0} = \bar{W}_0 = \frac{\bar{Q}_0}{1 + \frac{\Delta t'_{01}}{\delta \tau'_{01} - 0,5 \theta'} (1 - \bar{Q}_0^n)} \quad (13.35)$$

При водяній системі опалення $n=0,8$; при повітряній системі опалення $n=1$.

Число годин щодобової роботи опалювальних установок при регулюванні пропусками для $t_n > t_{н.и} > (t_{н.и} - \text{температура зовнішнього повітря, відповідна точці «зламу» температурного графіка})$

$$n = 24 \frac{t_{в.п} - t_n}{t_{в.п} - t_{н.и}}, \quad (13.36)$$

Частка витрати води на гаряче водопостачання з подавального трубопроводу при відкритій системі тепlopостачання

$$\beta = \frac{W_{г.п}}{W_r} = (t_r - \tau_2) / (\tau_1 - \tau_2) \quad (13.37)$$

де $W_{г.п}, W_r$ - еквіваленти витрати води на гаряче водопостачання з подавального трубопроводу і загального при відкритій системі тепlopостачання, Вт/°С; t_r - температура гарячої води в системі гарячого водопостачання, °С.

13.4.2 Приклади

Приклад 13.26. При розрахунковій температурі зовнішнього повітря для опалення $t_{н.о} = -32^\circ\text{C}$ температура води в трубопроводі, що подає опалювальної мережі $\tau'_{01} = 150^\circ\text{C}$ і в зворотному $\tau'_{02} = 70^\circ\text{C}$. Розрахункова внутрішня температура опалюваних приміщень $t_{в.п} = 18^\circ\text{C}$.

Визначити температуру води в подаючому і зворотному трубопроводах теплової мережі при $t_n = -7^\circ\text{C}$, якщо ця мережа працює за графіку центрального якісного регулювання повітряних систем опалення, коли коефіцієнт теплопередачі нагрівальних приладів (калориферів) можна вважати не залежних від температури води.

Рішення. Відносна теплове навантаження при $t_H = -7^\circ\text{C}$

$$\bar{Q}_0 = \frac{Q_0}{Q'_0} = \frac{t_{\text{в.п}} - t_H}{t_{\text{в.п}} - t_{\text{н.о}}} = (18 + 7) / (18 + 32) = 0,5.$$

Температури води в подавальному і зворотному трубопроводах при

$$\tau_{01} = t_{\text{в.п}} + (\tau'_{01} - t_{\text{в.п}})\bar{Q}_0 = 18 + (150 - 18)0,5 = 84^\circ\text{C};$$

$$\tau_{02} = t_{\text{в.п}} + (\tau'_{02} - t_{\text{в.п}})\bar{Q}_0 = 18 + (70 - 18)0,5 = 44^\circ\text{C}.$$

Приклад 13.27. Вирішити приклад 13.26 для випадку, коли до теплової мережі підключені системи водяного опалення, у яких коефіцієнт теплопередачі нагрівальних приладів змінюється зі зміною температури води. На опалювальних вводах встановлені елеватори, що працюють з коефіцієнтом змішування $U=2,2$.

Рішення. Розрахункова температура води в подає стояку опалювальної системи

$$\tau'_{03} = \frac{\tau'_{01} + u\tau'_{02}}{1 + u} = \frac{150 + 2,2 \cdot 70}{1 + 2,2} = 95^\circ\text{C}$$

Розрахункові температурні перепади в опалювальній системі та мережі, температурний напір в нагрівальних приладах опалювальної системи:

$$\theta' = \tau'_{03} - \tau'_{02} = 95 - 70 = 25^\circ\text{C};$$

$$\delta\tau'_0 = \tau'_{01} - \tau'_{02} = 150 - 70 = 80^\circ\text{C};$$

$$\Delta t'_0 = 0,5(\tau'_{03} - \tau'_{02}) - t_{\text{в.п}} = 0,5(95 + 70) - 18 = 64,5^\circ\text{C}.$$

Відносна теплове навантаження при $t_H = -7^\circ\text{C}$ $\bar{Q}_0 = 0,5$ (див. приклад 13.26).

Температури води в подавальному і зворотному трубопроводах при

$$t_H = -7^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} \tau_{01} &= t_{\text{в.п}} + \Delta t'_0 \bar{Q}_0^{0,8} + (\delta\tau'_0 - 0,5\theta')Q_0 = \\ &= 18 + 64,5 \cdot 0,5^{0,8} + (80 - 0,5 \cdot 25)0,5 = 88,8^\circ\text{C}; \end{aligned}$$

$$\tau_{02} = t_{\text{в.п}} + \Delta t'_0 \bar{Q}_0^{0,8} - 0,5\theta'Q_0 = 18 + 64,5 \cdot 0,5^{0,8} - 0,5 \cdot 25 \cdot 0,5 = 48,8^\circ\text{C}.$$

Таким чином, при $t_H = -7^\circ\text{C}$ і інших рівних умовах температура води в трубопроводі, що подає мережі при водяних системах опалення повинна бути на $4,8^\circ\text{C}$ вище, ніж при повітряних системах опалення.

Приклад 13.28. Теплова мережа при низьких температурах зовнішнього повітря працює за графіком якісного регулювання водяних систем опалення, наведеним на рис. 13.5 (при $t_{\text{н.о}} = -25^\circ\text{C}$, $\tau'_{01} = 150^\circ\text{C}$, $\tau'_{03} = 5^\circ\text{C}$, $\tau'_{02} = 70^\circ\text{C}$, $t_{\text{в.п}} = 180^\circ\text{C}$), а за високих температур зовнішнього повітря (від $t_{\text{н.и}}$ і вище) переходить на роботу з постійною температурою

води в трубопроводі, що подає мережі $\tau_{01} = \tau'''_{01} = 70^\circ\text{C}$. Регулювання відпуску теплоти на опалення при $t_n > t_{н.и}$ виконується зміною витрати води.

Визначити відносну витрату води, а також температури води τ_{02} і τ_{03} при $t_n = +10^\circ\text{C}$. Зміною коефіцієнта змішування елеватора при зміні витрат знехтувати.

Рішення. Перетин кривої $\tau_{02} = f(t_n)$ (рис. 13.5) з горизонтальною лінією $\tau_{01} = \tau'''_{01} = 70^\circ\text{C}$ визначає температуру зовнішнього повітря $t_{н.и} = +2,8^\circ\text{C}$, при якій починається кількісне регулювання.

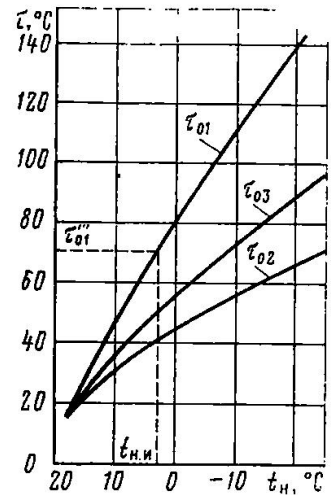


Рис.13.5 – До задачі

У зв'язку з цим температуру зовнішнього повітря $t_{н.и} = +2,8^\circ\text{C}$ і відповідні їй температури води за рис. 4.1 $\tau'''_{01} = 70^\circ\text{C}$, $\tau'''_{02} = 50,5^\circ\text{C}$, $\tau'''_{03} = 51,7^\circ\text{C}$ приймаємо за розрахункові. Тоді відносна теплове навантаження при $t_n = +10^\circ\text{C}$ буде дорівнювати:

$$\bar{Q} = Q/Q''' = (t_{вр} - t_n)/(t_{вр} - t_{н.и}) = (18 - 10)/(18 - 2,8) = 0,526$$

Коефіцієнт змішування елеватора

$$u = \frac{\tau'_{01} - \tau'_{03}}{\tau'_{03} - \tau'_{02}} = \frac{150 - 95}{95 - 70} = 2,2.$$

Величини $\delta\tau'''_o$, θ''' та $\Delta t'''$ при $t_{н.в} = 2,8^\circ\text{C}$:

$$\delta\tau'''_o = \tau'''_{01} - \tau'''_{02} = 70 - 41,7 = 28,3^\circ\text{C};$$

$$\theta''' = \tau'''_{03} - \tau'''_{02} = 50,5 - 41,7 = 8,8^\circ\text{C};$$

$$\Delta t''' = 0,5 (\tau'''_{03} + \tau'''_{02}) - t_{в.р} = (50,5 + 41,7) - 18 = 28,1^\circ\text{C}.$$

Відносна витрата води при $+10^\circ\text{C}$

$$\bar{G} = \frac{G}{G'''} = \frac{G}{G'} = \frac{\bar{Q}}{1 + \frac{\Delta t'''(1 - \bar{Q}^{0,8})}{\delta\tau'''_o - 0,5\theta'''}} = \frac{0,516}{1 + \frac{28,1(1 - 0,526^{0,8})}{28,3 - 0,5 * 8,8}} = 0,357.$$

Температура води τ_{02} і τ_{03} при $t_n = +10^\circ\text{C}$:

$$\tau_{02} = (\tau'''_{01} - \tau'''_{02}) \frac{\bar{Q}}{\bar{G}} = 70 - (70 - 41,7) \frac{0,526}{0,357} = 28,3^\circ\text{C}$$

$$\tau'''_{03} = \frac{\tau_{01} + \tau_{02}u}{1 + u} = \frac{70 + 28,3 \cdot 2,2}{1 + 2,2} = 41,3^\circ\text{C}$$

РОЗДІЛ 14 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ПАРОВОДОГРІЙНОЇ КОТЕЛЬНІ

Проектуванню будь-якої теплопідготовчої установки передуює аналіз вихідних даних по характеру теплових навантажень, вигляду теплоносія і вибір для даних конкретних умов схеми відпуску теплоти в цілому. Розрахунок теплової схеми котельні робиться з метою визначення витрат пари і води при характерних режимах роботи теплопідготовчої установки і складання загального матеріального балансу пари і води. Розрахунком визначається температура різних потоків води (мережевої, підживлювальної, сирої, пом'якшеної) і конденсату. На розрахунковій тепловій схемі вказується напрям основних потоків теплоносіїв, їх витрати і параметри.

Результати розрахунку є початковими для розрахунку і вибору устаткування окремих вузлів теплової схеми і основних трубопроводів котельні. Вибір числа і одиничної потужності котлів також робиться на підставі результатів розрахунку теплової схеми. В разі наявності двох або більшої кількості варіантів установки котлів вибір слід робити на підставі техніко-економічного обґрунтування.

Розрахунок теплової схеми виконується для наступних характерних режимів роботи:

- максимального зимового при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування систем опалювання.

- зимового режиму при середній температурі зовнішнього повітря за найбільш холодний місяць. Розрахунок по цьому режиму робиться для вибору одиничної потужності котлоагрегатів.

- режиму, відповідного середній температурі зовнішнього повітря за опалювальний сезон. Розрахунок теплової схеми по цьому режиму робиться з метою визначення основних техніко-економічних показників роботи станції.

- літнього режиму, який характеризує роботу котельні в літній період за відсутності опалювально-вентіляційного навантаження. Технологічне навантаження приймається максимально-добовим; навантаження гарячого водопостачання – по середньодобовій за добу найбільшого водоспоживання. Методика розрахунку теплової схеми джерела для відпуску теплоти промислово-опалювальним споживачам передбачає наступні розрахунки:

1. Розрахунок незалежної потужності котлоагрегатів, що визначається лише зовнішніми паротеплоприймачами. Ця потужність розраховується виходячи із заданих теплових навантажень.

2. Розрахунок потужності котлоагрегатів, необхідної для покриття витрат теплоти на власні потреби котельні: деаератори, пароводяні і водоводяні підігрівачі і тому подібне.

Витрата пари на власні потреби багато в чому визначається схемою теплової мережі (відкрита або закрита) і величиною повернення конденсату на станцію. У свою чергу ці чинники впливають на величину додаткової води, що поступає на станцію для заповнення втрат теплоносія у споживача.

3. Розрахунок дійсної (сумарної) теплопродуктивності котельні установки.

Розрахунок слід виконувати паралельно для всіх чотирьох режимів.

Результати розрахунку зручно представляти в табличній формі.

При визначенні витоків теплоносія у водяних теплових мережах слід приймати їх рівними 0,5 % об'єму води в трубопроводах і місцевих опалювально-вентіляційних системах споживачів.

Величину безперервного продування котлів в розрахунку теплової схеми згідно з нормами для парових котлів з робочим тиском до 1,4 МПа слід приймати не більше 10% номінальної паропродуктивності котла, а для котлів з тиском 4 МПа –5%.

При деаерації живильної і підживлювальної води в деаераторах атмосферного типу з подачею в них гріючої пари, величина додаткової (сирої) води по станції зменшується на величину конденсату гріючої пари. Розрахунок теплової схеми базується на складанні і вирішенні системи рівнянь теплового і матеріального балансу. Слід також мати на увазі, що парове максимально-зимове навантаження котельні, як правило, повинне покриватися всіма встановленими паровими котлами без резерву. Одиначна потужність парових котлів повинна дозволяти проведення планово-запобіжних ремонтів.

Розрахунок теплової схеми промислово-опалювальної котельні з паровими і водогрійними котлами

1. Розрахунок теплової схеми котельні проводиться з метою визначення витрати пари і води для окремих вузлів при характерних режимах роботи котельні і складання загального матеріального балансу пари і води.

Розрахунком визначається температура різних потоків води (мережевої, підживлюючої, зм'якшеної, сирої) і конденсату.

2. На розрахунковій тепловій схемі котельні указуються напрями основних потоків теплоносіїв, їх витрати і параметри.

3. Результати розрахунку є початковими даними для розрахунку і вибору устаткування окремих вузлів теплової схеми і основних трубопроводів котельні.

4. Розрахунок теплової схеми виконується паралельно для всіх режимів в рекомендованій послідовності

Початкові дані слід заносити в таблицю, складену по певній формі

5. Розрахунок теплової схеми комбінованої котельні - з водоگрійними і паровими котлами розділяється на дві частини: розрахунок водоگрійної частини і розрахунок парової частини котельні.

6. Розрахунок теплової схеми водоگрійної частини котельні ведеться для наступних режимів:

- максимального зимового при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалювання і вентиляції;
- зимового режиму при температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережевої води;
- зимових, режимів при поточних температурах зовнішнього повітря з інтервалом 5°C (починаючи від розрахункової температури зовнішнього повітря, значення поточних температур кратні п'яти);
- літнього режиму.

На відміну від розрахунку теплової схеми котельні з паровими котлами де рекомендувався розрахунок для чотирьох характерних режимів, тепла схема парової частини комбінованої котельні розраховується тільки для двох режимів: зимового і літнього.

7. Розрахунок теплової схеми парової частини котельні виконується в наступній послідовності:

- розраховується пароводяний баланс котельні без урахування продування котлів, результати якого використовуються при розрахунку хімоводоочистки для визначення величини продування, а також для уточнення кількості води на власні потреби хімоводоочистки;
- проводиться повний розрахунок парової частини, зокрема, уточнюється пароводяний баланс, сумарне парове навантаження котельні і намічаються варіанти для вибору типорозміра і кількості котлів.

Остаточний вибір котлів проводиться при складанні техніко-економічного обґрунтування.

8. В процесі розрахунку теплової схеми парової частини котельні методом послідовних наближень уточнюється витрата пари на деаерацію живильної води (після одного наближення, як правило, погрішність не перевищує 5%).

Як видно з розрахунку теплової схеми парової частини котельні, перерахунок багатьох попередніх значень можна не проводити, оскільки уточнення їх практично не впливає на вибір устаткування, зроблений за наслідками розрахунку теплової схеми.

9. Для швидкого визначення деяких розрахункових величин рекомендується використовувати графіки.

Приклад розрахунку теплової схеми котельні з паровими і водогрійними котлами для закритої системи тепlopостачання

1. Початкові дані до прикладу розрахунку теплової схеми комбінованої котельні для закритої системи тепlopостачання приведені в табл..

2. У приведеному прикладі розрахунку гаряче водопостачання в літній період передбачається від спеціальної пароводяної установки оскільки навантаження гарячого водопостачання невелике.

У кожному конкретному випадку необхідність застосування водопідогрійної установки в літній період слід визначати, виходячи з конкретних умов.

Якщо навантаження гарячого водопостачання в літній період близьке або вище мінімальної допустимої теплопродуктивності водогрійного котла, то застосування водопідогрійної установки для літнього режиму не передбачається, а навантаження гарячого водопостачання в цьому випадку покривається водогрійним котлом.

3. Розрахунок витрати пари на деаерацію живильної води за наявності окремого деаератора підживлювальної води рекомендується проводити тільки по формулах.

4. Розрахункова схема котельні з паровими і водогрійними котлами для закритої системи тепlopостачання приведена на рисунку

РЕФЕРАТ

Метою проекту є розрахунок теплової схеми джерел тепlopостачання, вибір основного і допоміжного устаткування котельні та розрахунок її техніко-економічних показників.

Для розрахунків задана принципова тепла схема пароводогрійної промислово-опалювальної котельні з відпуском теплоти при закритій схемі тепlopостачання, паливо – природний газ. Задана чотирьохтрубна закрыта система теплових мереж, повернення конденсату 100% при температурі 95⁰С та розрахунковий температурний графік 140/70.

У відповідності до вихідних даних у курсовому проекті необхідно виконати:

- 1) Аналіз вихідних даних і розробку загальних технічних рішень по визначенню типу джерела тепlopостачання та розробка його теплової схеми.
- 2) Розрахунок теплової схеми джерела тепlopостачання
- 3) Розрахунок основного та допоміжного устаткування джерела тепlopостачання.
- 4) Розрахунок техніко-економічних показників системи тепlopостачання.

На рисунках зображені тепла схема пароводогрійної промислово-опалювальної котельні з паровими і водогрійними котлами та схема натрій-катионітової установки.

ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ТЕПЛОВА СХЕМА, ДЖЕРЕЛО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ОСНОВНЕ ТА ДОПОМІЖНЕ УСТАТКУВАННЯ, ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ, КОТЛОАГРЕГАТ, НАСОС, ТЕПЛООБМІННИЙ АПАРАТ, ТЕПЛОПРОДУКТИВНІСТЬ, ПАРПРОДУКТИВНІСТЬ, ВІДПУСК ТЕПЛА, ОПАЛЕННЯ, ВЕНТИЛЯЦІЯ, ПІДЖИВЛЮЮЧА ВОДА, ДЕАЕРАТОР, ДИМОСОС.

14.1 Розрахунок теплової схеми котельні

14.1.1 Теплова схема пароводогрійної промислово-опалювальної котельні з паровими і водогрійними котлами

Загальні положення

1. Початкові дані до прикладу розрахунку теплової схеми комбінованої котельні для закритої системи тепlopостачання приведені в табл. 14.1.

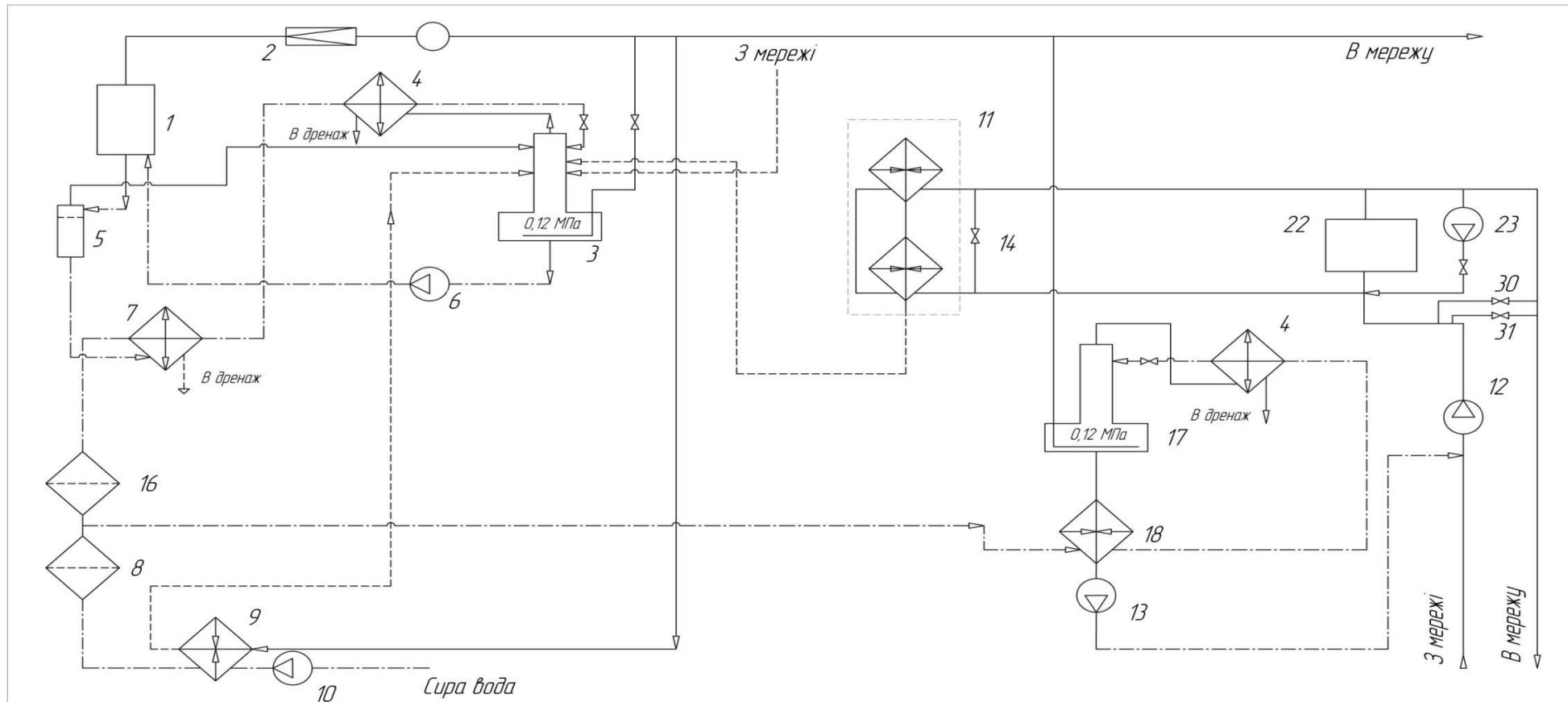
2. Гаряче водопостачання в літній період передбачається від спеціальної пароводяної установки оскільки навантаження гарячого водопостачання невелике.

У кожному конкретному випадку необхідність застосування водопідігрівної установки в літній період слід визначати, виходячи з конкретних умов.

Якщо навантаження гарячого водопостачання в літній період близьке або вище мінімальної допустимої теплопродуктивності водогрійного котла, то застосування водопідігрівної установки для літнього режиму не передбачається, а навантаження гарячого водопостачання в цьому випадку покривається водогрійним котлом.

3. Розрахунок витрати пари на деаерацію живильної води за наявності окремого деаератора підживлювальної води рекомендується проводити тільки по формулах.

4. Розрахункова схема котельні з паровими і водогрійними котлами для закритої системи тепlopостачання приведена на рисунку 14.1.



Принципіальна тепла схема пароводогрійної промислово-опалювальної котельної з відпуском теплоти при закритій системі теплопостачання:

1 – паровий котел; 2 – редуційна охолодна установка; 3 – деаератор живильної води; 4 – охолодник випару деаератора;
 5 – сепаратор безперервного продування; 6 – насос для подавання живильної води; 7 – охолодник продувальної води;
 8 – перший ступінь хімічної очистки води; 9 – підігрівник сирової води; 10 – насос для подавання сирової води; 11 – водопідігрівальна установка; 12 – насос для подавання поворотної мережної води; 13 – подавальний насос води для підживлення; 14 – перепускнуний вентиль; 16 – другий ступінь хімічної очистки води; 17 – деаератор води для підживлення; 18 – охолодник деаерованої води; 22 – водогрійний котел; 23 – рециркуляційний насос; 30 – регулятор перепуску; 31 – нерегульований перепуск.

Рис.14.1 – Принципова тепла схема пароводогрійної промислово-опалювальної котельної

Таблиця 14.1 - Вихідні дані для розрахунку теплової схеми котельні с паровими і водогрійними котлами для закритої системи тепlopостачання

№ Позиції	Найменування вихідних даних	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункові режими				Примітка
				Максималь-ний зимовий	При температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка	При температурі зовнішнього повітря з інтервалом 5°C	Літній	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
U01	Максимальна відпуск тепла з котельні на опалювання і вентиляцію для міст і житлових районів	$Q_{ов..макс}^{ж}$	$\frac{МДж}{с}$	18	—	—	—	За даними задачника
U02	Максимальна відпуск тепла з котельні на опалювання і вентиляцію пром. підприємств	$Q_{ов..макс}^n$	//	14	—	—	—	
U03	Середня величина відпуску тепла на гаряче водопостачання (за добу найбільшого водоспоживання) міст і житлових районів	$Q_{зв}^{ср..ж}$	//	5	—	—	—	
U04	Середня величина відпуску теплоти на гаряче водопостачання промислових підприємств	$Q_{зв}^{max..n.}$	//	—	—	—	—	
U05	Максимальна відпустка тепла на гаряче водопостачання підприємств	$Q_{зв}^{ср..n.}$	//	3	—	—	—	
U06	Відпустка пари виробничим споживачам, зокрема витрата пари на виробниче гаряче водопостачання	$D_{нотр}$	кг/с (т/год)	18(5)				
U07	Повернення конденсату від виробничих споживачів	$G_{нотр}$	кг/с (т/год)	18(5)				
U08	Температура конденсату, що повертається з виробництва	$t_{к.п.}$	°C	95				
U09	Тиск пари, що відпускається виробничим споживачам, на виході з котельні	P_2	МПа	1,2				
U10	Вид палива			газ				
U11	Витрата пари на мазутне господарство	$D_{маз}$	кг/с (т/год)	0				
U12	Тиск пари, що відпускається на мазутне господарство, на виході з котельні	P_2	МПа	0				
U13	Максимальна температура прямої води в мережі	t_{1max}	°C	140	—	—	—	

Продовження таблиці 14.1

11	2	3	4	5	6	7	8	9
U14	Мінімальна температура прямої мережної води в точці зламу температурного графіка мережної води	$t_{1\text{изл}}$	°C	—	70	—	—	
U15	Максимальна температура зворотної мережної води	$t_{2\text{max}}$	°C	70	—	—	—	По даним замовника
U16	Розрахункова температура зовнішнього повітря	$t_{\text{н.д.}}$	°C	- 21	—	—	—	Згідно СНиП -16-62
U17	Температура повітря всередині опалювальних приміщень	$t_{\text{вн}}$	°C	18			-	Згідно СНиП Г10-62
U18	Температура деаерованої води після деаераторів	T	°C	104,2			3 таблиць Насиченої пари та води при тиску 1,2 МПа	
U19	Ентальпія деаерованої води після деаераторів	T	кДж/кг	437,44				
U20	Температура підживлюючої води	T'	°C	70				
U21	Температура сирі води на вході в котельню	T ₁	°C	5			15	Згідно СНиП Г10-62
U22	Температура сирі води перед хімоводоочисткою	T	°C	25				
U23	Питомий об'єм води в системі теплопостачання в т на 1 МВт сумарного відпуску тепла на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання міст и жилих районів	$q_{\text{ж сист}}$	кг МВт	42900			За даними з «Проектування теплових мереж» 1965 р.	
U24	Питомий об'єм води в системі теплопостачання в т на 1 МВт сумарного відпуску тепла на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання промислових підприємств	$q_{\text{п сист}}$	кг МВт	30000				
U25	Коефіцієнт зниження витоків в системі теплопостачання	$K_{\text{вт}}$	—	1			0,5	
U26	Величина безперервної продувки	n	%	5			9	Приймається з розрахунків хво
U27	Питомі втрати пари з випаром з деаераторів в кг на 1 т деаерованої води	$d_{\text{вип}}$	кг т	2,0			Приймається згідно з рекомендацій ЦКТИ	
U28	Коефіцієнт власних потреб хімоводоочистки	$K_{\text{хво}}^{\text{сн}}$	—	1,2			Приймається з розрахунків хво	
U29	Коефіцієнт внутрішньокотельних втрат пари	$k_{\text{пот}}$	—	0,02				

Продовження таблиці 14.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Параметри пари, що виробляється котлами (до редуційної установки):							
U30	тиск	P_1	МПа	1,4				3 таблиць насиченої пари та води при тиску 1,4 МПа
U31	температура	τ_1	°С	195,04				
U32	ентальпія	i_1	кДж/кг	2788,4				
	Параметри пари після редуційної установки							
U33	тиск	P_2	МПа	1,2				3 таблиць насиченої пари та води при тиску 1,2 МПа
U34	температура	τ_2	°С	187,961				
U35	ентальпія	i_2	кДж/кг	2783,4				
	Параметри пари, що утворюється в сепараторі безперервної продувки							
U36	тиск	P_3	МПа	0,17				3 таблиць насиченої пари та води при тиску 0,17 МПа
U37	температура	τ_3	°С	115,17				
U38	ентальпія	i_3	кДж/кг	2699,5				
	Параметри пари, що поступає в охолоджувач випара з деаератора:							
U39	тиск	P_4	МПа	0,12				3 таблиць насиченої пари та води при тиску 0,12 МПа
U40	температура	τ_4	°С	104,81				
U41	ентальпія	i_4	кДж/кг	2683,8				
	Параметри конденсата після охолодження випару							
U42	тиск	P_4	МПа	0,12				3 таблиць насиченої пари та води при тиску 0,12 МПа
U43	температура	τ_4	°С	104,81				
U44	ентальпія	i_5	кДж/кг	439,36				

Продовження таблиці 14.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Параметри продувочної води на вході в сепаратор безперервної продувки							
U45	тиск	P_1	МПа	1,4				З таблиць насиченої пари та води при тиску 1,4 МПа
U46	температура	τ_1	°С	195,04				
U47	ентальпія	i_7	кДж/кг	830,1				
	Параметри продувочної води на виході з сепаратора безперервної продувки							
U48	тиск	P_3	МПа	0,17				З таблиць насиченої пари та води при тиску 0,17 МПа
U49	температура	τ_3	°С	115,17				
U50	ентальпія	i_8	кДж/кг	483,22				
U51	Температура продувочної води після охолоджувача продувочної води	$t_{пр}$	°С	40				Приймається
U52	Температура конденсата від пароводяної установки гарячого водопостачання	$t_{кб}$	°С	-	-	-	80	Приймається
U53	Температура конденсата від пароводяного підігрівача сирії води	τ_2	°С	187,96				З таблиць насиченої пари та води при тиску 0,6 МПа
U54	Ентальпія конденсата після пароводяного підігрівача сирії води	i_6	кДж/кг	667,4				
U55	Температура зворотної мережної води на вході в водогрійні котли	$t_{вк2}$	°С	70				Приймається
U56	Номінальна теплопродуктивність одного водогрійного котла	$Q_{к}^{ном}$	МВт	11,63				За даними заводу

Таблиця 14.2 - Розрахунок теплової схеми котельні з паровими і водогрійними котлами для закритої системи теплопостачання А Водогрійна частина котельні

Позиції	Найменування розрахункової величини	Позначення	Одиниці виміру	Способи визначення		Розрахункові режими									Примітка
				Аналітичний		Зимний									
				Формули		Максимальний зимній	При температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережної води	При температурі зовнішнього повітря					Літній		
								-20	-15	-10	-5	±0			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
P01	Температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка мережної води	$t_{н.изл}$	°C	$t_{вн}-0,354*(t_{вн}-t_{нр})$	—	—	4,194		—	—	—	—	—	—	
P02	Коефіцієнт зниження витрат теплоти на опалення і вентиляцію в залежності від температури зовнішнього повітря	$K_{ов}$	—	$\frac{t_{вн}-t_{н.изл}}{t_{вн}-t_{нр}}$	—	1	0,354			0,718				—	
P03	Розрахункова відпустка тепла на опалення і вентиляцію	$Q_{ов}$	$\frac{МДж}{c}$ $\left(\frac{Гкал}{ч}\right)$	$(Q_{ов.макс}^{жс} + Q_{ов.макс}^{п}) \cdot K_{ов}$	—	32	11,33			22,98				—	
P04	Значення коефіцієнта $K_{ов}$ в ступені 0,8	$K_{ов}^{0,8}$	—	—	—	1	0,436			0,767				—	
P05	Температура прямої мережевої води на виході з котельні	t_1	°C	$18 + 64,5 \cdot K_{ов}^{0,8} + 57,5 \cdot K_{ов}$	—	140	66,477			108,76				66,477	
P06	Температура зворотної мережної води на вході в котельню	t_2	°C	$t_1 - 70 \cdot K_{ов}$	—	70	41,697			58,5				41,697	
P07	Сумарний відпуск тепла на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання	Q_T	$\frac{МДж}{c}$ $\left(\frac{Гкал}{ч}\right)$	$Q_{ов} + (Q_{з.в.}^{сп.жс} + Q_{з.в.}^{сп.п})$ $1,3Q_{з.в.}^{сп.жс} + Q_{з.в.}^{макс.п}$	—	40	19,33			30,98				6,5	
P08	Розрахункова витрата мережної води	$G_{п\dot{a}д}$	$\frac{кг}{c}$ $\left(\frac{м}{ч}\right)$	$\frac{Q_T \cdot 10^3}{(t_1 - t_2)C}$ $\frac{Q_T \cdot 10^3}{C(t_{1изл} - t_{2изл})}$	—	136,38	186,17			147,11				62,6	

Продовження таблиці 14.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
P09	Розрахунок підживлювальної води на заповнення втрат в тепломережі	$G_{ум}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$\frac{0,5}{100} \cdot [(Q_{ов.макс}^{жс} + Q_{зв}^{сп.жс}) \cdot q_{сум}^{жс} + (Q_{ов.макс}^n + Q_{зв}^{сп.n}) \cdot q_{сум}^n] \cdot \frac{K_{ум}}{3600}$	—	2,079	2,079			2,079			1,04	
P10	Кількість зворотної мережної води	$G_{сет.обр}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$G_{сет} - G_{ум}$	—	134,3	184,09			145,03			61,56	
P11	Кількість працюючих водогрійних котлів (з округленням до найближчого більшого цілого)	$N_{к.р.}^6$	шт .	$\frac{Q_m}{Q_k^{ном}}$	—	4	2			3			—	
P12	Відсоток завантаження працюючих водогрійних котлів	$K_{загр}^6$	%	$\frac{Q_m \cdot 100}{N_{к.р.}^6 \cdot Q_k^{ном}}$	—	85,98	83,1			88,79			—	
P13	Кількість відключених водогрійних котлів	$N_{к.о.}^6$	шт .	$N_{к.р.(режим)}^6 - N_{к.р.}^B$	—	0	2			1			—	
P14	Кількість води, що пропускається через один водогрійний котел	$G_{в.к.}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$\frac{Q_{m,max} \cdot 10^3}{(t_{макс} - t_{2,макс}) \cdot N_{к.р.}^6 \cdot C}$	—	34,1	34,1			34,1			—	
P15	Кількість води, яка проходить через водогрійні котли, що працюють	$G_{в.к.Σ}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$N_{к.р.}^6 \cdot G_{в.к.}$	—	136,4	68,2			102,3			—	
P16	Додаткове кількість мережної води на гаряче водопостачання (по відношенню до витраті мережної води в максимальному зимовому режимі)	$\Delta G_{2.в.}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$G_{сет} - G_{сет(режим)}$	—	0	49,79			10,73			—	
P17	Кількість води, що пропускається через нерегульований перепуск	$G_{н.п.}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$N_{к.о.}^6 \cdot G_{в.к.} + \Delta G_{2.в.}$	—	0	117,99			44,83			—	
P18	Температура мережевої води на виході з водогрійних котлів	$t_{вк1}$	°C	$t_{в.кв} + \frac{Q_m \cdot 10^3}{G_{в.к.Σ} \cdot Cp}$	—	140	137,65			142,3			—	
P19	Температура зворотної мережної води перед мережевими насосами	t_3	°C	$\frac{t_2 \cdot G_{сет.обр} + T^r \cdot G_{ум}}{G_{сет}}$	—	70	42,01			58,66			42,17	
P20	Кількість води на рециркуляцію	$G_{рц}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$G_{в.к.Σ} \cdot \frac{t_{в.кв} - t_3}{t_{в.к1} - t_3}$	—	0	19,96			13,87			—	

Продовження таблиці 14.2

Б Парова частина котельні

Позиції	Розрахункова величина	Позначення	Одиниця виміру	Метод визначення		Розрахункові режими				Примітка
				Аналітичний		Зимній		Літній		
				Розрахункові формули		По попередньому значенню	Уточнене значення	Попереднє значення	Уточнене значення	
				Попередні значення	Уточнені значення					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
P21	Годинна відпустка пари виробничим споживачам	$D_{порп}$	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{ч} \right)$	$D_{техн} + D_{з.в}$	—	18(5)	18(5)	18(5)	18(5)	См. исх. данные U06
P22	Витрата пари на деаератор підживлювальної води	D'_0	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{ч} \right)$	$G_{ум} \left[\frac{T' - T_3}{(i_2 - T_3 \cdot Cp)} + \frac{T}{(i_2 - T_3 \cdot Cp)} \right]$	—	0,116	0,058	0,058	0,058	Величина береться з розрахунку водогрійної частини котельні (P09)
P23	Витрата пари на підігрівачі г.в.с. (літній режим)	$D_6^{лет}$	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{ч} \right)$	$G_{сет}^{лет} \cdot \frac{(t_1^{изп} - t_3^{лет}) \cdot Cp}{(i_2 - t_{к.б} \cdot Cp)}$	—	—	—	2,86	2,86	
P24	Кількість конденсату від підігрівачів г.в.с.	$G_6^{лет}$	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{ч} \right)$	$D_6^{лет}$	—	—	—	2,86	2,86	
P25	Випар з деаератора підживлювальної води	$D'_{вып}$	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{ч} \right)$	$d_{вып} \cdot G_{ум}$	—	0,0042	0,0021	0,0021	0,0021	
P26	Кількість зм'якшеної води, що надходить в деаератор підживлювальної води	$G'_{хво}$	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{ч} \right)$	$G_{ум} + D'_{вып} - D'_0$	—	1,97	0,984	0,984	0,984	
P27	Температура пом'якшеної води за охолоджувачем деаерованної води	T'_4	$^{\circ}C$	$T_3 + \frac{G_{ум}}{G'_{хво}} (T - T')$	—	61,09	61,15	61,15	61,15	
P28	Температура пом'якшеної води, що надходить в деаератор підживлювальної води	T'_5	$^{\circ}C$	$T'_4 - \frac{D'_{вып}}{G'_{хво} \cdot Cp} (i_4 - i_5)$	—	59,95	60	60	60	
P29	Кількість сирієї води, що відповідає кількості пом'якшеної води	$G'_{с.в.}$	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{ч} \right)$	$K_{сво}^{сн} \cdot G'_{хво}$	—	2,364	1,18	1,18	1,18	

Продовження таблиці 14.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
P30	Витрата пара для підігріву сирієї води у кількості $G'_{c.в.}$	D'_c	$\frac{\kappa \lambda}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$G'_{c.в.} \frac{(T_3 - T_1) \cdot C_p}{(i_2 - i_6)}$	—	0,094		0,047		
P31	Парове навантаження на котельню за вирахуванням витрат пари на деаерацію живильної води та на підігрів сирієї води, що пом'якшує для живлення котлів, а також без урахування внутрішньо котельних витрат	D	$\frac{\kappa \lambda}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$D_{номр} + D'_\delta + D'_c + D_6^{nem} + D_{маз}$	—	18,21		20,965		
P32	Внутрішньокотельні втрати пара	$D_{ном}$	$\frac{\kappa \lambda}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$K_{ном} \cdot D$ $K_{ном} \cdot D_{сум}$	—	0,364	0,377	0,419	0,434	
P33	Кількість продувної води, що надходить у сепаратор безперервної продувки	G_{np}	$\frac{\kappa \lambda}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$\frac{\Pi}{100} \cdot D$ $\frac{\Pi}{100} \cdot D_{сум}$	—	0,911	0,943	1,887	1,95	
P34	Кількість пари на виході з сепаратора безперервної продувки	D_{np}	$\frac{\kappa \lambda}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$0,148 \cdot G_{np}$ $\frac{i_7 - i_8}{i_3 - i_8} \cdot G_{np}$	—	0,143	0,148	0,295	0,306	
P35	Кількість продувної води на виході з сепаратора безперервної продувки	G'_{np}	$\frac{\kappa \lambda}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$G_{np} - D_{np}$	—	0,768	0,796	1,59	1,65	
P36	Кількість води на живлення котлів (на виході з деаератора живильної води)	$G_{пит}$	$\frac{\kappa \lambda}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$D + G_{np}$ $D_{сум} + G_{np}$	—	19,121	19,813	22,85	23,66	
P37	Випар з деаератора живильної води	$D_{вып}$	$\frac{\kappa \lambda}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$d_{вып} \cdot G_{пит}$	—	0,038	0,04	0,046	0,047	
P38	Кількість пом'якшеної води, що надходить в деаератор живильної води	$G_{хво}$	$\frac{\kappa \lambda}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$(D_{номр} - G_{номр}) + G'_{np} +$ $+ D_{ном} + D_{вып} + D'_\delta + D_{маз}$	—	1,29	1,33	2,115	2,19	
P39	Кількість сирієї води, що відповідає кількості пом'якшеної води $G_{хво}$	$G_{c.в.}$	$\frac{\kappa \lambda}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$K_{хво}^{сн.} \cdot G_{хво}$	—	1,54	1,59	2,54	2,62	

Продовження таблиці 14.2

P40	Загальна кількість сирі води, що надходить на химводоочистку	$G_{c.в\Sigma}$	$\frac{\text{кг}}{\text{с}} \left(\frac{m}{q} \right)$	$G'_{c.в} + G_{c.в}$	—	3,91	3,96	3,72	3,81	
P41	Витрата пари для підігріву сирі води у кількості $G_{c.в}$	D_c	$\frac{\text{кг}}{\text{с}} \left(\frac{m}{q} \right)$	$G_{c.в} \frac{(T_3 - T_1) \cdot Cp}{i_2 - i_6}$	—	0,061	0,063	0,1	0,104	
P42	Загальна витрата пари для підігріву сирі води	D_{Σ}	$\frac{\text{кг}}{\text{с}} \left(\frac{m}{q} \right)$	$D'_c + D_c$	—	0,155	0,157	0,147	0,151	
P43	Кількість конденсату від підігрівників сирі води, що надходить в деаератор живильної води	$G_{c\Sigma}$	$\frac{\text{кг}}{\text{с}} \left(\frac{m}{q} \right)$	D_{Σ}	—	0,155	0,157	0,147	0,151	
P44	Кількість конденсату від підігрівачів мережної води (літній режим) та з виробництва	G_k	$\frac{\text{кг}}{\text{с}} \left(\frac{m}{q} \right)$	$G_6^{\text{лем}} + G_{\text{номр}}$	—	18	18	20,86	20,86	
P45	Сумарна вага потоків, що надходять в деаератор живильної води (крім гріючої пари)	G_{Σ}	$\frac{\text{кг}}{\text{с}} \left(\frac{m}{q} \right)$	$G_k + G_{x60} + G_{c\Sigma} + D_{np} - D_{\text{вып}}$	—	19,545	19,594	23,37	23,46	
P46	Температура пом'якшеної води на виході з охолоджувача продувної води	T_4	$^{\circ}\text{C}$	$T_3 + \frac{G'_{np}}{G_{x60}} \left(\frac{i_8}{Cp} - t_{np} \right)$	—	69,97	70,11	81,7	81,75	
P47	Температура пом'якшеної води на виході з охолоджувача випара	T_5	$^{\circ}\text{C}$	$T_4 + \frac{D_{\text{вып}}}{G_{x60} \cdot Cp} (i_4 - i_5)$	—	85,89	86,09	93,27	93,34	
P48	Середньозважена температура потоків, що надходять в деаератор живильної води (крім гріючої пари)	$t_{cp.в.з}$	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{G_{\text{номр}} \cdot \bar{t}_{к.п}}{G_{\Sigma}} + \frac{G_6^{\text{лем}}}{G_{\Sigma}} \cdot t_{к.б} + \frac{G_{c.\Sigma}}{G_{\Sigma}} \cdot t_{к.е} + \frac{G_{x60}}{G_{\Sigma}} \cdot T_5 + \frac{D_{np}}{G_{\Sigma} \cdot Cp} \cdot i_3 - \frac{D_{\text{вып}}}{G_{\Sigma} \cdot Cp} \cdot i_4$		98,07	98,18	99,47	99,67	В зимних режимах $G_6^{\text{ном}} = 0$
P49	Витрата пара на деаерацію живильної води	D_{δ}	$\frac{\text{кг}}{\text{с}} \left(\frac{m}{q} \right)$	$G_{\Sigma} \cdot \frac{\bar{T} - t_{cp.в.з} \cdot Cp}{i_2 - \bar{T}}$		0,221	0,218	0,206	0,198	
P50	Витрата пара на деаерацію живильної води на підігрів сирі води, пом'якшуваної для живлення котлів	—	$\frac{\text{кг}}{\text{с}} \left(\frac{m}{q} \right)$	$D_{\delta} + D_c$		0,281	0,281	0,306	0,302	
P51	Парове навантаження на котельню без урахування внутрішньокотельних втрат	D'	$\frac{\text{кг}}{\text{с}} \left(\frac{m}{q} \right)$	$D + (D_{\delta} + D_c)$		18,492	18,491	21,271	21,267	

Продовження таблиці 14.2

P52	Внутрішньокотельні втрати пари	D_{nom}	$\frac{kg}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$D' \cdot \frac{K_{nom}}{1 - K_{nom}}$		0,377	0,377	0,434	0,434	
P53	Сумарне парове навантаження на котельню	D_{sum}	$\frac{kg}{c} \left(\frac{m}{q} \right)$	$D' + D_{nom}$		18,869(67,928)	18,868(67,925)	21,7(78,12)	21,7(78,12)	
P54	Кількість працюючих парових котлів	$N_{к.раб}^n$	шт.	—	—	—	5	—	5	ДЕ-16-14 ГМ
P55	Відсоток завантаження працюючих парових котлів	$K_{загр}^n$	%	$\frac{D_{sum}}{D_{к.расч}^{max} \cdot N_{к.раб}^n} \cdot 100$		—	82,035	—	94,348	ДЕ-16-14 ГМ

14.1.2 Приклад розрахунку теплової схеми котельні для максимального зимового режиму (-21°C):

А Водогрійна частина котельні

P₀₂ Коефіцієнт зниження витрат теплоти на опалення і вентиляцію в залежності від температури зовнішнього повітря

$$K_{\text{ов}} = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н.изл}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{нр}}} = \frac{18 - (-21)}{18 - (-21)} = 1$$

P₀₃ Розрахункова відпустка тепла на опалення і вентиляцію, $\frac{\text{МДж}}{\text{с}}$

$$Q_{\text{ов}} = (Q_{\text{ов.макс}}^{\text{ж}} - Q_{\text{ов.макс}}^{\text{н}}) = (18 + 14) * 1 = 32$$

P₀₄ Значення коефіцієнта K_{ов} в ступені 0,8

$$K_{\text{ов}}^{0,8} = 1^{0,8} = 1$$

P₀₅ Температура прямої мережевої води на виході з котельні, °C

$$t_1 = 18 + 64,5 * K_{\text{ов}}^{0,8} + 57,5 * K_{\text{ов}} = 18 + 64,5 * 1 + 57,5 * 1 = 140$$

P₀₆ Температура зворотної мережної води на вході в котельню, °C

$$t_2 = t_1 - 70 * K_{\text{ов}} = 140 - 70 * 1 = 70$$

P₀₇ Сумарний відпуск тепла на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання, $\frac{\text{МДж}}{\text{с}}$

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{ов}} + (Q_{\text{г.в.}}^{\text{ср.ж}} + Q_{\text{г.в.}}^{\text{ср.н}}) = 32 + (5 + 3) = 40$$

P₀₈ Розрахункова витрата мережної води, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_{\text{сет}} = \frac{Q_{\text{т}} * 10^3}{(t_1 - t_2)C} = \frac{40 * 10^3}{(140 - 70)4,19} = 136,38$$

P₀₉ Розрахунок підживлювальної води на заповнення втрат в тепломережі, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_{\text{ут}} = \frac{0,5}{100} * [(Q_{\text{ов.макс}}^{\text{ж}} + Q_{\text{гв}}^{\text{ср.ж}}) * q_{\text{сист}}^{\text{ж}} + (Q_{\text{ов.макс}}^{\text{н}} + Q_{\text{гв}}^{\text{ср.н}}) * q_{\text{сист}}^{\text{н}}] * \frac{K_{\text{ут}}}{3600} = \frac{0,5}{100} * [(18 + 5) * 42900 + (14 + 3) * 30000] * \frac{1}{3600} = 2,079$$

P₁₀ Кількість зворотної мережної води, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_{\text{сет.обр}} = G_{\text{сет}} - G_{\text{ут}} = 136,38 - 2,079 = 134,3$$

P₁₁ Кількість працюючих водогрійних котлів (з округленням до найближчого більшого цілого), шт.

$$N_{к.р}^B = \frac{Q_T}{Q_{к.ном}^B} = \frac{40}{11,63} = 3,44 \approx 4$$

P₁₂ Відсоток завантаження працюючих водогрійних котлів, %

$$K_{загр}^B = \frac{Q_T * 100}{N_{к.р}^B * Q_{к.ном}^B} = \frac{40 * 100}{4 * 11,63} = 85,98$$

P₁₃ Кількість відключених водогрійних котлів, шт.

$$N_{к.о.}^B = N_{к.р}^B (\text{режим1}) - N_{к.р.}^B = 4 - 4 = 0$$

P₁₄ Кількість води, що пропускається через один водогрійний котел, $\frac{кг}{с}$

$$G_{в.к.} = \frac{Q_{т.мах} * 10^3}{(t_{мах} - t_{2мах}) * N_{к.р.}^B * C} = \frac{40 * 10^3}{4,19 * 70 * 4} = 34,1$$

P₁₅ Кількість води, яка проходить через водогрійні котли, що працюють, $\frac{кг}{с}$

$$G_{в.к.Σ} = N_{к.р}^B * G_{в.к.} = 4 * 34,1 = 136,4$$

P₁₆ Додаткова кількість мережної води на гаряче водопостачання (по відношенню до витраті мережної води в максимальному зимовому режимі), $\frac{кг}{с}$

$$\Delta G_{г.в.} = G_{сет} - G_{сет(\text{режим1})} = 136,38 - 136,38 = 0$$

P₁₇ Кількість води, що пропускається через нерегульований перепуск, $\frac{кг}{с}$

$$G_{н.п} = N_{к.о}^B * G_{в.к.} + \Delta G_{г.в.} = 0 * 34,1 + 0 = 0$$

P₁₈ Температура мережевої води на виході з водогрійних котлів, °С

$$t_{вк1} = t_{в.кв} + \frac{Q_T * 10^3}{G_{в.к.Σ} * C_p} = 70 + \frac{40 * 10^3}{136,4 * 4,19} = 140$$

P₁₉ Температура зворотної мережної води перед мережевими насосами, °С

$$t_3 = \frac{t_2 * G_{сет.обр} + T' * G_{ут}}{G_{сет}} = \frac{70 * 134,3 + 70 * 2,079}{136,38} = 70$$

P₂₀ Кількість води на рециркуляцію, $\frac{кг}{с}$

$$G_{рц} = G_{в.к.Σ} * \frac{t_{в.кв} - t_3}{t_{вк1} - t_3} = 136,4 * \frac{70 - 70}{140 - 70} = 0$$

Б Парова частина котельні

P₂₁ Годинний відпук пари виробничим споживачам, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_{\text{потр}} = D_{\text{техн}} + D_{\text{г.в}} = 18$$

P₂₂ Витрата пари на деаератор підживлювальної води, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D'_{\text{д}} = G_{\text{ут}} * \left(\frac{T' - T_3}{(i_2 - T_3 * C_p)} - \frac{T}{(i_2 - T_3 * C_p)} \right) = 2,079 * \left(\frac{70 - 25}{2783,4 - 25 * 4,19} - \frac{104,2}{2783,4 - 25 * 4,19} \right) = 0,116$$

P₂₃ Витрата пари на підігрівачі г.в.п. (літній режим)

P₂₄ Кількість конденсату від підігрівачів г.в.п.(літній режим)

P₂₅ Випар з деаератора підживлювальної води, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D'_{\text{вып}} = d_{\text{вып}} * G_{\text{ут}} = 0,002 * 2,079 = 0,0042$$

P₂₆ Кількість зм'якшеної води, що надходить в деаератор підживлювальної води, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G'_{\text{хво}} = G_{\text{ут}} + D'_{\text{вып}} - D'_{\text{д}} = 2,079 + 0,0042 - 0,116 = 1,97$$

P₂₇ Температура пом'якшеної води за охолоджувачем деаерованої води, °C

$$T'_{\text{4}} = T_3 + \frac{G_{\text{ут}}}{G'_{\text{хво}}} * (T - T') = 25 + \frac{2,079}{1,97} * (104,2 - 70) = 61,09$$

P₂₈ Температура пом'якшеної води, що надходить в деаератор підживлювальної води, °C

$$T'_{\text{5}} = T'_{\text{4}} - \frac{D'_{\text{вып}}}{G'_{\text{хво}} * C_p} * (i_4 - i_5) = 61,09 - \frac{0,0042}{1,97 * 4,19} * (2683,8 - 439,36) = 59,95$$

P₂₉ Кількість сирі води, що відповідає кількості пом'якшеної води $G'_{\text{хво}}$, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$C'_{\text{с.в.}} = K_{\text{хво}}^{\text{сн}} * G'_{\text{хво}} = 1,2 * 1,97 = 2,364$$

P₃₀ Витрата пара для підігріву сирі води у кількості $G'_{\text{с.в.}}$, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D'_{\text{с.в.}} = G'_{\text{с.в.}} * \frac{(T_3 - T_1) * C_p}{(i_2 - i_6)} = 2,364 * \frac{(25 - 5) * 4,19}{(2783,4 - 667,4)} = 0,094$$

Р₃₁ Парове навантаження на котельню за вирахуванням витрат пари на деаерацію живильної води та на підігрів сирі води, що пом'якшує для живлення котлів, а також без урахування внутрішньокотельних втрат, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D = D_{\text{потр}} + D'_{\text{д}} + D'_{\text{с}} + D_6^{\text{лет}} = 18 + 0,116 + 0,094 = 18,21$$

Р₃₂ Внутрішньокотельні втрати пари, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_{\text{пот}} = K_{\text{пот}} * D = 0,02 * 18,21 = 0,364$$

Р₃₃ Кількість продувної води, що надходить у сепаратор безперервної продувки, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_{\text{пр}} = \frac{П}{100} * D = \frac{5}{100} * 18,21 = 0,911$$

Р₃₄ Кількість пари на виході з сепаратора безперервної продувки, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_{\text{пр}} = \frac{i_7 - i_8}{i_3 - i_8} * G_{\text{пр}} = \frac{(830,1 - 483,2) * 0,911}{(2699,5 - 483,22)} = 0,143$$

Р₃₅ Кількість продувної води на виході з сепаратора безперервної продувки, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G'_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} - D_{\text{пр}} = 0,911 - 0,143 = 0,768$$

Р₃₆ Кількість води на живлення котлів (на виході з деаератора живильної води), $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_{\text{пит}} = D + G_{\text{пр}} = 18,21 + 0,911 = 19,121$$

Р₃₇ Випар з деаератора живильної води, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_{\text{вып}} = d_{\text{вып}} * G_{\text{пит}} = 0,002 * 19,121 = 0,038$$

Р₃₈ Кількість пом'якшеної води, що надходить в деаератор живильної води, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$\begin{aligned} G_{\text{хво}} &= (D_{\text{потр}} - G_{\text{потр}}) + G'_{\text{пр}} + D_{\text{пот}} + D_{\text{вып}} + D'_{\text{д}} \\ &= (18 - 18) + 0,768 + 0,364 + 0,038 + 0,116 = 1,29 \end{aligned}$$

Р₃₉ Кількість сирі води, що відповідає кількості пом'якшеної води $G_{\text{хво}}$, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_{\text{с.в}} = K_{\text{хво}}^{\text{сн}} * G_{\text{хво}} = 1,2 * 1,29 = 1,54$$

Р₄₀ Загальна кількість сирі води, що надходить на химводоочистку, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_{c.B\Sigma} = G'_{c.B} + G_{c.B} = 2,364 + 1,54 = 3,91$$

P₄₁ Витрата пари для підігріву сирої води у кількості $G_{c.s}$, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_c = G_{c.B} * \frac{(T_3 - T_1) * C_p}{i_2 - i_6} = 1,54 * \frac{(25 - 5) * 4,19}{2783,4 - 667,4} = 0,061$$

P₄₂ Загальна витрата пари для підігріву сирої води, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_{c\Sigma} = D'_c + D_c = 0,094 + 0,061 = 0,155$$

P₄₃ Кількість конденсату від підігрівників сирої води, що надходить в деаератор живильної води, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_{c\Sigma} = D_{c\Sigma} = 0,155$$

P₄₄ Кількість конденсату від підігрівачів мережної води (літній режим) та з виробництва, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_k = G_6^{\text{лет}} + G_{\text{потр}} = 0 + 18 = 18$$

P₄₅ Сумарна вага потоків, що надходять в деаератор живильної води (крім гріючої пари), $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_{\Sigma} = G_k + G_{\text{хво}} + G_{c\Sigma} + D_{\text{пр}} - D_{\text{вып}} = 18 + 1,29 + 0,155 + 0,143 - 0,038 = 19,545$$

P₄₆ Температура пом'якшеної води на виході з охолоджувача продувної води, °C

$$T_4 = T_3 + \frac{G'_{\text{пр}}}{G_{\text{хво}}} * \left(\frac{i_8}{C_p} - t_{\text{пр}} \right) = 25 + \frac{0,768}{1,29} * \left(\frac{483,22}{4,19} - 40 \right) = 69,97$$

P₄₇ Температура пом'якшеної води на виході з охолоджувача випара, °C

$$T_5 = T_4 + \frac{D_{\text{вып}}}{G_{\text{хво}} * C_p} * (i_4 - i_5) = 69,97 + \frac{0,038}{1,29 * 4,19} * (2683,8 - 439,36) = 86,09$$

P₄₈ Середньозважена температура потоків, що надходять в деаератор живильної води (крім гріючої пари), °C

$$\begin{aligned}
 t_{\text{ср.в.з}} &= \frac{G_{\text{потр}}}{G_{\Sigma}} * \overline{t_{\text{к.п}}} + \frac{G_6^{\text{лет}}}{G_{\Sigma}} * t_{\text{к.б}} + \frac{G_{\text{с.}\Sigma}}{G_{\Sigma}} * t_{\text{к.е}} + \frac{G_{\text{хво}}}{G_{\Sigma}} * T_5 + \frac{D_{\text{пр}}}{G_{\Sigma} * C_p} * i_3 - \frac{D_{\text{вып}}}{G_{\Sigma} * C_p} * i_4 = \\
 &= \frac{18}{19,545} * 95 + 0 + \frac{0,155}{19,545} * 187,96 + \frac{1,29}{19,545} * 86,09 + \frac{0,143}{19,545 * 4,19} * 2699,5 - \\
 &- \frac{0,038}{19,545 * 4,19} * 2683,8 = 98,07
 \end{aligned}$$

P₄₉ Витрата пари на деаерацію живильної води, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_d = G_{\Sigma} * \frac{\overline{T} - t_{\text{ср.в.з}} * C_p}{i_2 - \overline{T}} = 19,545 * \frac{437,44 - 98,074 * 4,19}{2783,4 - 437,44} = 0,221$$

P₅₀ Витрата пара на деаерацію живильної води на підігрів сирії води, пом'якшуваної для живлення котлів, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_d + D_c = 0,221 + 0,061 = 0,282$$

P₅₁ Парове навантаження на котельню без урахування внутрішньокотельних втрат, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D' = D + (D_d + D_c) = 18,21 + 0,282 = 18,492$$

P₅₂ Внутрішньокотельні втрати пари, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_{\text{пот}} = D' * \frac{k_{\text{пот}}}{1 - k_{\text{пот}}} = 18,492 * \frac{0,02}{1 - 0,02} = 0,377$$

P₅₃ Сумарне парове навантаження на котельню, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_{\text{сум}} = D' + D_{\text{пот}} = 18,492 + 0,377 = 18,869$$

Отримавши сумарне парове навантаження, підставимо це число в уточненні значення розрахунку зимового режиму.

P₃₂ Внутрішньокотельні втрати пари, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_{\text{пот}} = K_{\text{пот}} * D = 0,02 * 18,87 = 0,377$$

P₃₃ Кількість продувної води, що надходить у сепаратор безперервної продувки, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_{\text{пр}} = \frac{\Pi}{100} * D = \frac{5}{100} * 18,87 = 0,943$$

P₃₄ Кількість пари на виході з сепаратора безперервної продувки, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_{\text{пр}} = \frac{i_7 - i_8}{i_3 - i_8} * G_{\text{пр}} = \frac{(830,1 - 483,2) * 0,943}{(2699,5 - 483,22)} = 0,148$$

P₃₅ Кількість продувної води на виході з сепаратора безперервної продувки, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G'_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} - D_{\text{пр}} = 0,943 - 0,148 = 0,796$$

P₃₆ Кількість води на живлення котлів (на виході з деаератора живильної води), $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_{\text{пит}} = D + G_{\text{пр}} = 18,87 + 0,943 = 19,813$$

P₃₇ Випар з деаератора живильної води, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_{\text{вып}} = d_{\text{вып}} * G_{\text{пит}} = 0,002 * 19,813 = 0,04$$

P₃₈ Кількість пом'якшеної води, що надходить в деаератор живильної води, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$\begin{aligned} G_{\text{хво}} &= (D_{\text{потр}} - G_{\text{потр}}) + G'_{\text{пр}} + D_{\text{пот}} + D_{\text{вып}} + D'_{\text{д}} = \\ &= (18 - 18) + 0,796 + 0,377 + 0,04 + 0,116 = 1,33 \end{aligned}$$

P₃₉ Кількість сирі води, що відповідає кількості пом'якшеної води $G_{\text{хво}}$, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_{\text{с.в}} = K_{\text{хво}}^{\text{сн}} * G_{\text{хво}} = 1,2 * 1,33 = 1,59$$

P₄₀ Загальна кількість сирі води, що надходить на хімводоочистку, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_{\text{с.в}\Sigma} = G'_{\text{с.в}} + G_{\text{с.в}} = 2,364 + 1,59 = 3,959$$

P₄₁ Витрата пари для підігріву сирі води у кількості $G_{\text{с.в}}$, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_c = G_{\text{с.в}} * \frac{(T_3 - T_1) * C_p}{i_2 - i_6} = 1,597 * \frac{(25 - 5) * 4,19}{2783,4 - 667,4} = 0,063$$

P₄₂ Загальна витрата пари для підігріву сирі води, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_{\text{с}\Sigma} = D'_c + D_c = 0,094 + 0,063 = 0,157$$

P₄₃ Кількість конденсату від підігрівників сирі води, що надходить в деаератор живильної води, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_{\text{с}\Sigma} = D_{\text{с}\Sigma} = 0,157$$

P₄₄ Кількість конденсату від підігрівачів мережної води (літній режим) та з виробництва, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_k = G_6^{\text{лет}} + G_{\text{потр}} = 0 + 18 = 18$$

P₄₅ Сумарна вага потоків, що надходять в деаератор живильної води (крім грійучої пари), $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$G_{\Sigma} = G_{\text{к}} + G_{\text{хво}} + G_{\text{с}\Sigma} + D_{\text{пр}} - D_{\text{вып}} = 18 + 1,33 + 0,157 + 0,148 - 0,04 = 19,594$$

P₄₆ Температура пом'якшеної води на виході з охолоджувача продувної води, °C

$$T_4 = T_3 + \frac{G'_{\text{np}}}{G_{\text{хво}}} * \left(\frac{i_8}{C_p} - t_{\text{пр}} \right) = 25 + \frac{0,796}{1,33} * \left(\frac{483,22}{4,19} - 40 \right) = 70,11$$

P₄₇ Температура пом'якшеної води на виході з охолоджувача випара, °C

$$T_5 = T_4 + \frac{D_{\text{вып}}}{G_{\text{хво}} * C_p} * (i_4 - i_5) = 70,11 + \frac{0,04}{1,29 * 4,19} * (2683,8 - 439,36) = 86,09$$

P₄₈ Середньозважена температура потоків, що надходять в деаератор живильної води (крім грійучої пари), °C

$$t_{\text{ср.в.з}} = \frac{G_{\text{потр}}}{G_{\Sigma}} * \overline{t_{\text{к.п}}} + \frac{G_6^{\text{лет}}}{G_{\Sigma}} * t_{\text{к.б}} + \frac{G_{\text{с}\Sigma}}{G_{\Sigma}} * t_{\text{к.е}} + \frac{G_{\text{хво}}}{G_{\Sigma}} * T_5 + \frac{D_{\text{пр}}}{G_{\Sigma} * C_p} * i_3 - \frac{D_{\text{вып}}}{G_{\Sigma} * C_p} * i_4 =$$

$$= \frac{18}{19,594} * 95 + 0 + \frac{0,157}{19,594} * 187,96 + \frac{1,33}{19,594} * 78,4 + \frac{0,148}{19,594 * 4,19} * 2699,5 -$$

$$- \frac{0,04}{19,594 * 4,19} * 2683,8 = 98,18$$

P₄₉ Витрата пари на деаерацію живильної води, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_{\text{д}} = G_{\Sigma} * \frac{\overline{T} - t_{\text{ср.вз}} * C_p}{i_2 - \overline{T}} = 19,594 * \frac{437,44 - 98,18 * 4,19}{2783,4 - 437,44} = 0,218$$

P₅₀ Витрата пара на деаерацію живильної води на підігрів сирої води, пом'якшуваної для живлення котлів, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_{\text{д}} + D_{\text{с}} = 0,218 + 0,063 = 0,281$$

P₅₁ Парове навантаження на котельню без урахування внутрішньокотельних втрат, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D' = D + (D_{\text{д}} + D_{\text{с}}) = 18,21 + 0,281 = 18,491$$

P₅₂ Внутрішньокотельні втрати пари, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_{\text{пот}} = D' * \frac{k_{\text{пот}}}{1 - k_{\text{пот}}} = 18,491 * \frac{0,02}{1 - 0,02} = 0,377$$

P₅₃ Сумарне парове навантаження на котельню, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$$D_{\text{сум}} = D' + D_{\text{пот}} = 18,491 + 0,377 = 18,868$$

Переведення на т/ч

$$D_{\text{сум}} = 18,868 * 3,6 = 67,925$$

P₅₅ Відсоток завантаження працюючих парових котлів

$$K_{\text{загр}}^n = \frac{D_{\text{сум}}}{D_{\text{к.расч}}^{\text{макс}} * N_{\text{к.раб}}^n} * 100 = \frac{67,925}{16,56 * 5} * 100 = 82,035$$

14.2 Розрахунок і вибір обладнання водопідготовчої установки

14.2.1 Вихідні дані

Хімводоочистка призначається для приготування води, що йде на живлення парових котлів, компенсацію втрати пари і конденсату і підживлення теплових мереж закритої системи тепlopостачання (температура в тепловій мережі 150/70°C).

В котельні встановлюється чотири котла ДЕ 10-14ГМ, що працюють на мазуті.

Для деаерації живильної та підживлюючої води в котельні встановлюється загальний термічний барботажний деаератор.

Пароводяний баланс котельні приведено в таблиці 14.3.

Таблиця 14.3 – Пароводяний баланс котельні

№ п/п	Найменування	Розмірність	Максимальний зимовий режим	Літній режим
1	Паропродуктивність котельні	т/год	67,925	78,12
2	Витрата пари на виробництво (технологічні потреби без повернення конденсату)	-//-	18	18
3	Втрати пари на виробництві	-//-	0	0
4	Втрати пари в теплових мережах (кількість конденсату в підживлюючій воді)	-//-	0	0
5	Втрати з випаром в деаераторі	-//-	0,0042	0,0021
6	Втрати в котельній (2% від паропродуктивності)	-//-	1,3585	1,5645
7	Сумарні втрати пари і конденсату	-//-	1,3627	1,5721
8	Те ж, по відношенню до паропродуктивності	%	2,006	2,003
9	Витрата води на підживлення тепломережі	-//-	2,079	1,04
10	Витрата води на гаряче водопостачання	-	-	-

Джерелом водопостачання котельні служить артезіанська свердловина. Представлені замовником два аналізи, відібрані в різний час, підтверджують сталість складу води і правильність зроблених визначень.

Вихідна вода має наступний склад, який представлений у таблиці 14.4.

Таблиця 14.4 – Склад вихідної води

№ п/п	Найменування	Позначення	Одиниці виміру	
			мг-екв/л	мг/л
1	Сухий залишок	$S_{u.v}$	-	819
2	Жорсткість загальна	H_0	7,6	-
3	Жорсткість карбонатна	H_k	2,6	-
	Катіони:			
4	кальцій	Ca^{2+}	4,0	80*
5	магній	Mg^{2+}	3,6	44*
7	Сума катіонів	Σ_{Kat}	13,7*	-
	Аніони:			
8	хлориди	Cl^-	5,5*	194
9	сульфати	SO_4^{2-}	5,6*	268
11	Сума аніонів	Σ_{An}	13,7*	-
12	pH=7,0			

Вода надходить у котельню з температурою 50С і тиском 0,15 МПа.

Якість живильної води для водотрубних парових котлів з робочим тиском до 1,4 МПа має бути наступною:

Загальна жорсткість - 0,02 мг-екв / л;

Розчинений кисень - 0,03 мг / л;

Вільна вуглекислота - відсутня;

Вміст масел - 3 мг/ л.

Якість води для підживлення теплових мереж має задовольняти таким нормам:

розчинений кисень - 0,05 мг/л;

завислі речовини	- 5 мг/л;
карбонатна жорсткість	- 0,7 мг-екв/л;
pH	- 6,5÷8,5;
вільна вуглекислота	- відсутня.

При невеликій витраті води на підживлення теплових мереж доцільно здійснювати підживлення живильною деаерованою водою.

Якість води для підживлення теплових мереж в даному випадку має відповідати вимогам до якості живильної води для парових котлів.

14.2.2 Вибір схеми приготування води

Для вибору схеми приготування води визначаємо наступні чотири основні показники:

- величину безперервної продувки;
- відносну лужність
- вміст вуглекислоти в парі;
- кількість і якість води, що скидається від водопідготовки.

Величина безперервної продувки котлів розраховується згідно рівнянню

$$P_{II} = \frac{S_X \Pi_k \cdot 100}{S_{кв} - S_X \Pi_k} = \frac{871 \cdot 0,2 \cdot 100}{3000 - 871 \cdot 0,2} = 0,584\%$$

де $S_X = 871$ мг/л;

$\Pi_k = 0,31$;

$S_{кв} = 3000$ мг/л (згідно даних Бійського котельного заводу).

Відносна лужність хімоочищеної води визначається з рівняння

$$\text{Щ}_{om}^X = \frac{\text{Щ}_X \cdot 100}{S_X} = \frac{40 \cdot 2,6 \cdot 100}{871} = 12\%$$

де 40 - еквівалент NaOH, мг/л;

Щ_X - лужність хімоочищеної води дорівнює лужності вихідної води при обробці по схемі натрій-катіонування, $\text{Щ}_X = 2,6$ мг-екв/л;

Вміст вуглекислоти в парі розраховується за рівнянням

$$C_{yT} = 22 \text{Щ}_X \alpha_X (\sigma_1 + \sigma) = 22 \cdot 2,6 \cdot 0,31 (0,4 + 0,7) = 19,5 \text{ мг/л,}$$

де α_X - частка хімоочищеної води у живильній;

σ_1 - частка розкладання NaHCO_3 в котлі, дорівнює $(1 - \sigma_d)$;

σ - частка розкладання Na_2CO_3 в котлі при відповідному тиску;

σ_d - частка розкладання NaHCO_3 в барботажному деаeratorі.

Умовно приймається, що кількісний склад шкідливих речовин у скидних водах не перевищує гранично допустимих концентрацій для приймача стічних вод.

Згідно всім чотирьом показникам підходить схема натрій-катіонування.

Далі визначається продуктивність водопідготовки, розраховується і вибирається основне та допоміжне обладнання. Технологічна схема двохступеневої Na-катіонітної установки приведена на рисунку 14.2.

14.2.3 Визначення продуктивності водопідготовчої установки

Продуктивність водопідготовчої установки складається з таких витрат хімічованої води:

а) максимальної витрати води на заповнення втрат пари і конденсату -19,5721 т / год, з них:

витрата пари на виробництво - 18 т / год (таблиця 14.3);

інші втрати пари і конденсату - 1,5721 т / год (таблиця 14.3).

б) витрати хімічованої води на підживлення тепломережі, т / год
 $1,04 - 0 = 1,04$

Де 1,04 - витрата води на підживлення тепломережі, т/год;

0 - кількість конденсату в підживлюючій воді;

в) витрати хімічованої води, що пов'язані з продувкою котлів –
 0,584%

$$78,12 * 0,584 / 100 = 0,456 \text{ т / год,}$$

де 78,12 - максимальна паропроductивність котельні;

0,584 - розрахований вищий відсоток продувки котлів.

Разом 21,07 т / год

14.2.4 Вибір обладнання водопідготовчої установки

З аналізу артезіанської води, наведеного вище, загальна жорсткість вихідної води складає $H = 7,6$ мг-екв/л.

Розрахунок обладнання проводиться, починаючи з «хвостової» частини, тобто з натрій-катіонітних фільтрів II ступені, так як обладнання повинне забезпечити додаткову кількість води, що йде на власні потреби водопідготовки.

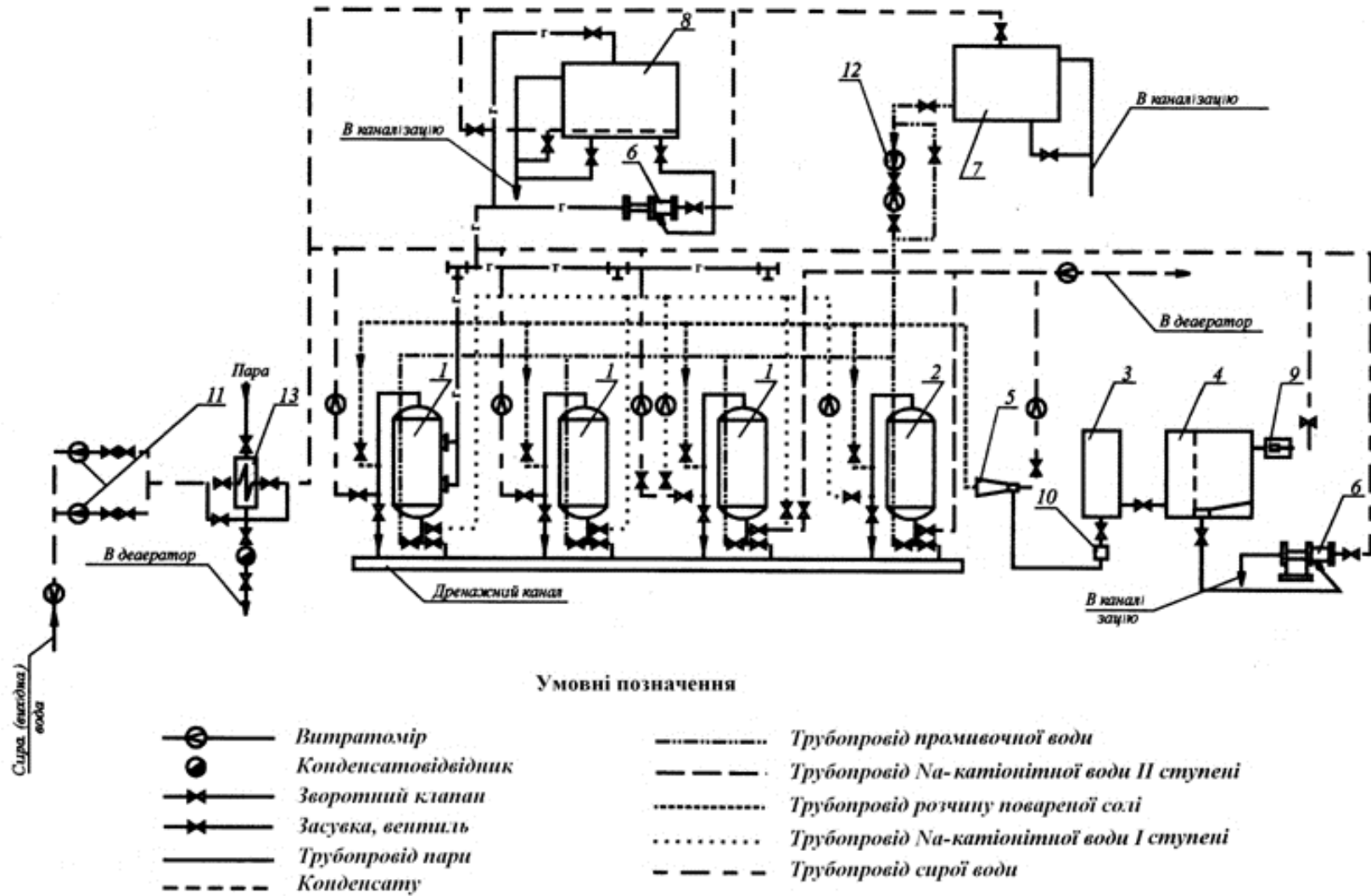


Рисунок 14.2 – Схема натрій-катіонітної установки

Перелік технологічного обладнання, позначеного на схемі.

- 1 Na-катіонітний фільтр I-ї ступені.
- 2 Na-катіонітний фільтр II-ї ступені.
- 3 Мірник міцного розчину солі.
- 4 Резервуар мокрого зберігання солі.
- 5 Ежектор розчину солі.
- 6 Водострумний насос.
- 7 Бак промивної води.
- 8 Бак гідроперевантаження фільтруючих матеріалів.
- 9 Бачок постійного рівня розчину солі.
- 10 Поплавковий регулятор постійного рівня розчину солі.
- 11 Насос сирі води.
- 12 Насос промивочної води.
- 13 Підігрівач сирі води.

14.2.4.1 Натрій-катіонітні фільтри II-ї ступені

Для скорочення кількості встановленого обладнання і його уніфікації приймається однотипні конструкції фільтрів для I і II ступені.

Для другої ступені встановлюється два фільтри; другий фільтр використовується для другої ступені в період його регенерації і одночасно є резервним для фільтрів першої ступені катіонування .

Приймається до установки фільтр $D_y=1500$ мм, $H_{от}=2000$ мм.

Кількість солей жорсткості, що підлягають видаленню, визначається з рівняння

$$A_{II} = 24 \cdot J_{в II} \cdot Q_{Na} = 24 \cdot 0,1 \cdot 21,07 = 50,59 \text{ г-екв/доб,}$$

де $J_{в II}$ - жорсткість фільтрату після фільтрів I ступені катіонування, мг-екв/л

Q_{Na} - продуктивність Na-катіонітних фільтрів, м³/год

Число регенерацій фільтра за добу визначається з рівняння

$$n_{II} = \frac{A_{II}}{f_{Na} \cdot H_{ca} \cdot E_{pII}^{Na}} = \frac{50,59}{1,72 \cdot 2 \cdot 300} = 0,049 \text{ рег/доб},$$

де f_{Na} - площа фільтрування Na-катіонітного стандартного фільтра, м² ;

E_{pII}^{Na} - робоча об'ємна ємність сульфовугілля, г-екв/м³ .

Міжрегенерацийний період роботи фільтра по рівнянню

$$T_{II} = \frac{1 \cdot 24}{n} - t_{pez}^{Na} = \frac{1 \cdot 24}{0,049} - 2 = 487,8 \text{ год},$$

де 1 - число працюючих фільтрів;

t_{pez}^{Na} - час регенерації фільтра, год;

n - кількість регенерації кожного катіонітного фільтра за добу.

Регенерація фільтрів повинна проводитися близько двох разів в місяць.

Швидкість фільтрування

$$W_{II} = \frac{Q_{Na}}{f_{Na}} = \frac{21,07}{1,72} = 12,25 \text{ м/год},$$

Витрата 100%-ної солі на одну регенерацію натрій-катіонітного фільтра II ступені

$$Q_C^P = \frac{E_{pII}^{Na} \cdot f_{Na} \cdot H_{ca} \cdot q_c}{1000} = \frac{300 \cdot 1,72 \cdot 2 \cdot 350}{1000} = 361,2 \text{ кг/рег},$$

де q_c - питома витрата солі на регенерацію фільтрів, г/г-екв.

Об'єм 26%-го насиченого розчину солі на одну регенерацію складає:

$$Q_{H.P} = \frac{Q_C^P \cdot 100}{1000 \cdot 1,2 \cdot 26} = \frac{361,2 \cdot 100}{1000 \cdot 1,2 \cdot 26} = 1,16 \text{ м}^3,$$

де 1,2 - питома вага насиченого розчину солі $t=200\text{C}$;

26 %-ий зміст солі (NaCl) в насиченому розчині при $t=200\text{C}$.

Витрата технічної солі за добу

$$Q_C^{sym} = \frac{Q_C^P \cdot n_{II} \cdot 100}{p} = \frac{361,2 \cdot 0,049 \cdot 100}{96,5} = 18,34 \text{ кг/доб},$$

де n_{II} - число регенерацій фільтра за добу; p - вміст NaCl в технічній солі, %.

Витрата технічної солі на регенерацію фільтрів в місяць

$$Q_C^M = Q^{cym} \cdot 30 = 18,34 \cdot 30 = 550,22 \text{ кг.}$$

Витрата води на регенерацію натрій-катионітного фільтра складається з:

а) витрати води на розпушуючу промивку фільтра

$$Q_{взр} = \frac{i \cdot f_{Na} \cdot 60 \cdot t_{взр}}{1000} = \frac{3 \cdot 1,72 \cdot 60 \cdot 15}{1000} = 4,7 \text{ м}^3,$$

де i - інтенсивність розпушення сульфовугілля л/с на 1 м^2 площі фільтрування;

$t_{взр}$ - тривалість розпушуючої промивки, хв;

б) витрати води на приготування регенераційного розчину солі

$$Q_{рег} = \frac{Q_c^p \cdot 100}{1000 \cdot b \cdot p_{p,p}} = \frac{361,2 \cdot 100}{1000 \cdot 7 \cdot 1,04} = 4,96 \text{ м}^3,$$

де b - вміст солі (NaCl) в регенераційному розчині, %;

$p_{p,p}$ - питома вага 7%-го розчину солі при $t = 20^\circ\text{C}$;

в) витрати води на відмивання катионіту від продуктів регенерації

$$Q_{отм} = q_{отм} f_{Na} H_{сл} = 4 \cdot 1,72 \cdot 2 = 13,8 \text{ м}^3$$

де, $q_{отм}$ - витрата води на відмивання 1 м^3 сульфовугілля, м^3 .

Витрата води на одну регенерацію натрій-катионітного фільтра II ступені з урахуванням використання відмивочних вод для розпушування

$$Q_{с.н}^{II} = Q_{взр} + Q_{рег} + (Q_{отм} - Q_{взр}) = 4,7 + 4,96 + (13,8 - 4,7) = 18,8 \text{ м}^3/\text{рег}$$

Витрата води на одну регенерацію за добу в середньому складає

$$18,8 \cdot 0,06 = 1,1 \text{ м}^3/\text{доб.}$$

14. 2.4.2. Натрій-катионітні фільтри I-ї ступені

Як раніше було сказано, до установки для I ступені приймаються фільтри $\varnothing 1500$, $H_{сл} = 2000 \text{ мм}$. Кількість солей жорсткості, що підлягають видаленню, визначається з рівняння

$$A_I = (Ж_{ВІ} - Ж_0) \cdot Q_{Na} \cdot 24 = (7,6 - 0,1) \cdot 21,07 \cdot 24 = 3792,6 \text{ г} - \text{екв/доб}$$

де, $Ж_{ВІ}$ - жорсткість води, що поступає на Na - катионітні фільтри I ступені, мг-екв/л;

$Ж_0$ - остаточна жорсткість після першої ступені катіонування, мг-екв/л.

Число регенерацій всіх Na – катіонітних фільтрів I ступені визначається з рівняння

$$n_I = \frac{A_I}{f_{Na} \cdot H_{сл} \cdot E_{pl}^{Na}} = \frac{3792,6}{1,72 \cdot 2 \cdot 230} = 4,79 \text{ рег/доб}$$

E_{pl}^{Na} – робоча об'ємна можливість сульфовугілля, яка визначається з рівняння

$$E_{pl}^{Na} = \alpha_{Na} \cdot \beta_{Na} \cdot E_{пол} - 0,5 \cdot q_{уд} \cdot Ж_{ВІ} = 0,74 \cdot 0,67 \cdot 500 - 0,5 \cdot 5 \cdot 7,6 = 230 \text{ г – екв/м}^3$$

де, α_{Na} – коефіцієнт ефективності регенерації, що враховує неповноту регенерації в залежності від питомої витрати солі на регенерацію

$$q_c = 150 \text{ г/г-екв};$$

β_{Na} – коефіцієнт, що враховує зниження обмінної можливості катіоніта за рахунок затримання солей натрію;

0,5 – частка пом'якшеної відмивочної води;

$q_{уд}$ – витрата води на відмивку 1 м^3 катіоніта, м^3 ;

$E_{пол}$ – повна об'ємна можливість сульфовугілля, г-екв/ м^3 .

Число регенерацій кожного з прийнятих до установки двох Na– катіонітних фільтрів I ступені О 1500мм за добу складає

$$T_I = \frac{24 \cdot 2}{n_I} - t_{рег}^{Na} = \frac{24 \cdot 2}{4,79} - 2 = 8,02 \text{ год}$$

де, 2 – число робочих фільтрів;

n_I – загальне число регенерацій;

$t_{рег}^{Na}$ – термін регенерацій фільтрів;

таким чином регенерація кожного Na– катіонітного фільтру проводиться близько одного разу за зміну.

Швидкість фільтрації нормальна (при роботі всіх фільтрів)

$$W_H = \frac{Q_{Na}}{f_{Na} \cdot a} = \frac{21,07}{1,72 \cdot 2} = 6,125 \text{ м/год (допустима 15м/год)}$$

де a – кількість працюючих фільтрів, приймається не менш двох.

Максимальна швидкість (при регенерації одного з фільтрів)

$$W_{\text{макс}} = \frac{Q_{Na}}{f_{Na} \cdot (a - 1)} = \frac{21,07}{1,72 \cdot (2 - 1)} = 12,25 \text{ м/год (допустима 25 м/год)}$$

Витрата 100%-ої солі на одну регенерацію натрій-катіонітного фільтра I ступені

$$Q_C^p = \frac{E_{Pl}^{Na} \cdot f_{Na} \cdot H_{сл} \cdot q_c}{1000} = \frac{230 \cdot 1,72 \cdot 2 \cdot 150}{1000} = 118,68 \text{ кг/рег}$$

E_{Pl}^{Na} – робоча об'ємна можливість сульфовугілля (див. розрахунок вище), г-екв/м³

q_c – питома витрата солі, г/г-екв.

Об'єм 26%-го насиченого розчину солі на одну регенерацію

$$Q_{H.P} = \frac{Q_C^p \cdot 100}{100 \cdot 1,2 \cdot 26} = \frac{118,68 \cdot 100}{100 \cdot 1,2 \cdot 26} = 0,38 \text{ м}^3$$

значення величин у формулі див. вище (розрахунок натрій-катіонітного фільтра II ступені).

Витрата технічної солі за добу визначається з рівняння

$$Q_C^{\text{сут}} = \frac{Q_C^p \cdot n_f \cdot 100}{P} = \frac{118,68 \cdot 4,79 \cdot 100}{96,5} = 589,1 \text{ кг/доб}$$

де n_f - число регенерацій фільтрів за добу;

96,5% - вміст NaCl в технічній солі.

Витрата технічної солі на регенерацію натрій-катіонітних фільтрів I ступені в місяць складає

$$Q_C^M = Q_C^{\text{доб}} \cdot 30 = 589,1 \cdot 30 = 17673 \text{ кг/місяць}$$

Витрата води на регенерацію натрій-катіонітних фільтрів I ступені складається з:

а) витрати води на розпушуючу промивку фільтра

$Q_{\text{взр}} = 4,7 \text{ м}^3$ (див. розрахунок натрій-катіонітного фільтра II ступені);

б) витрати води на приготування регенераційного розчину солі

$$Q_{\text{рег}} = \frac{Q_C^p \cdot 100}{1000 \cdot b \cdot p_{p.p}} = \frac{118,68 \cdot 100}{1000 \cdot 7 \cdot 1,04} = 1,63 \text{ м}^3$$

позначення див. вище (розрахунок натрій-катіонітного фільтра II ступені);

в) витрати води на відмивку катіоніта

$$Q_{от} = 13,8 \text{ м}^3$$

(див. розрахунок натрій-катіонітного фільтра II ступені).

Витрата води на одну регенерацію натрій-катіонітного фільтра I ступені так само, як і для натрій-катіонітних фільтрів II ступені, з урахуванням використання відмивочних вод для розпушування буде складати

$$\begin{aligned} Q_{С.Н}^I &= Q_{взр} + Q_{рег} + (Q_{от} - Q_{взр}) = 4,7 + 1,63 + (13,8 - 4,7) \\ &= 15,43 \text{ м}^3/\text{рег} \end{aligned}$$

Витрата води на регенерацію натрій-катіонітних фільтрів за добу

$$Q_{С.Н}^{сут} = Q_{С.Н}^I \cdot n_I = 15,43 \cdot 4,79 = 73,91 \frac{\text{м}^3}{\text{доб}}$$

де n_I - число регенерацій натрій-катіонітних фільтрів I ступені за добу.

Середньогодинна витрата води на власні потреби натрій-катіонітних фільтрів I та II ступені.

$$q_{ср} = \frac{Q_{С.Н}^{сут} - Q_{С.Н}^{II}}{24} = \frac{73,91 - 1,1}{24} = 3,03 \text{ м}^3/\text{год}$$

14.2.4.3 Мірник розчину солі

Ємність мірника розчину солі приймається по більшій витраті солі на одну регенерацію для натрій-катіонітних фільтрів II ступені

$$V_M = 1,3 \cdot 1,16 = 1,5 \text{ м}^3$$

де 1,3 - коефіцієнт запасу ємності;

1,16 - об'єм 26%-го розчину солі на одну регенерацію фільтра (див. розрахунок Na-катіонітного фільтра II ступені).

Висота мірника приймається рівною висоті бункера солі, так як мірник наповнюється, як сполучені сосуди, за міжрегенераційний період.

Приймається до установки мірник: $V = 1,5 \text{ м}^3$; $\varnothing 970 \text{ мм}$; $H=2000 \text{ мм}$. [21].

14.2.4.4 Резервуар «мокрого» зберігання солі

Витрата технічної солі на регенерацію натрій-катіонітних фільтрів I і

II ступені в місяць складе

$$17673 \text{ кг} + 550 \text{ кг} = 18223 \text{ кг} = 18,2 \text{ т.}$$

Ємність резервуара для зберігання солі при доставці її автотранспортом приймаємо рівною 10-добовому запасу

$$V = \frac{1,5 \cdot 18,22}{3} = 6,07 \text{ м}^3$$

де 1,5 – коефіцієнт запасу ємності згідно.

Для «мокрого» зберігання солі приймаємо залізобетонний двокамерний резервуар ємністю $V = 12 \text{ м}^3$ з урахуванням доставки солі самоскидом вантажопідйомністю 3т.

14.2.4.5 Бак промивочної води

Для розпушуючої промивки Na-катіонітних фільтрів I і II ступені встановлюється бак, ємність якого дорівнює

$$V_6 = 4,7 \cdot 1,3 = 6,1 \text{ м}^3$$

де 4,7 витрата води на одну розпушуючу промивку (див. розрахунки натрій-катіонітного фільтра II ступені);

1,3 – коефіцієнт запасу ємності

Приймаємо до установки бак ємністю $V = 6,1 \text{ м}^3$

14.3 Вибір основного і допоміжного устаткування котельні

14.3.1 Вибір котлоагрегатів

У системах централізованого теплопостачання і в котельних промислових підприємств застосовуються парові котлоагрегати з природною циркуляцією і перегрівом або без перегріву пари, прямоточні водогрійні котли і комбіновані паро водогрійні котлоагрегати.

До встановлення було обрано 4 газомазутних водогрійних котла типа КВГМ-10. Характеристики цих котлів наведені в таблиці 14.5. Також обрали

10 газомазутних парових котла типа ДЕ-16-14ГМ. Характеристики останніх наведені в таблиці 14.6.

Таблиця 14.5 – Характеристика котла типу КВГМ-10

Найменування	КВГМ-10
Теплопродуктивність, МВт	11,63
Витрата води, т/год	123,5
Витрата газу, м ³ /год	1260
Площа поверхонь нагріву, м ² :	
- радіаційної	53,6
- конвективної	221,5
Температура відхідних газів, °С	185
ККД (%) при номінальному завантаженні	91,9
Гідравлічний опір газоходів, Па	451,3
Гідравлічний опір, Па	147,15
Гідравлічний опір повітряного тракту з пальниками, Па	23

Таблиця 14.6 – Характеристика котлів типу ДЕ-16-14ГМ

Найменування	ДЕ-16-14ГМ
Паропродуктивність, т/год	16,56
Тиск пари, МПа	1,4
Температура пари, °С	
- насиченої	194
- перегрітої	225
ККД (%) при спалюванні	91,8
Тип пальника	ГМ-10
Розрахункові витрати палива, м ³ /год	1194
Площа поверхонь нагріву, м ²	
- радіаційної	49,2
- конвективної	155

Продовження табл.14.6

Температура газів за котельним пучком, °С	310
Гідравлічний опір газоходів, Па	1668,5
Тип димососа	ДН-11,2
Гідравлічний опір повітряного тракту, Па	1697,1
Тип вентилятора	ВДН-11,2

14.3.2 Вибір насосів

При проектуванні котельних установок насоси різного призначення вибираються на підставі розрахунку відповідно до їх характеристик.

Для сирієї води ($G_{св}$) обираємо 2 насоси, характеристики яких наведені в таблиці 14.7.

Таблиця 14.7 – Характеристики насосів, що використовуються в котельних.

Марка насоса	Подача, м ³ /год	Тиск, МПа	ККД, (%)	Потужність електродвигуна, кВт	Частота обертання електродвигуна, 1/хвил.
1,5К-8/19	6	0,203	44	1,5	2860

Для живильної води ($G_{жив}$) обираємо 3 насоси, характеристики яких наведені в таблиці 14.8.

Таблиця 14.8 – Характеристики насосів, що використовуються в котельних.

Марка насоса	Подача, м ³ /год	Тиск, МПа	ККД, (%)	Потужність електродвигуна, кВт	Частота обертання електродвигуна, 1/хвил.
2КМ-20/30	30	0,24	63,5	4	2880

Для живильної води на заповнення витоків в тепломережі ($G_{\text{вт}}$) обираємо 2 насоси, характеристики яких наведені в таблиці 14.9

Таблиця 14.9 – Характеристики насосів, що використовуються в котельних.

Марка насоса	Подача, м ³ /год	Тиск, МПа	ККД, (%)	Потужність електродвигуна, кВт	Частота обертання електродвигуна, 1/хвил.
1,5К-8/19	6	0,203	44	1,5	2860

Обираємо 4 насоси на рециркуляцію ($G_{\text{рц}}$) характеристики яких наведені в таблиці 14.10

Таблиця 14.10 – Характеристики насосів, що використовуються в котельних.

Марка насоса	Подача, м ³ /год	Тиск, МПа	ККД, (%)	Потужність електродвигуна, кВт	Частота обертання електродвигуна, 1/хвил.
2КМ-20/30	30	0,24	63,5	4	2880

Обираємо 6 насосів на мережну воду ($G_{\text{мер}}$) характеристики яких наведені в таблиці 14.11.

Таблиця 14.11 – Характеристики насосів, що використовуються в котельних.

Марка насоса	Подача, м ³ /год	Тиск, МПа	ККД, (%)	Потужність електродвигуна, кВт	Частота обертання електродвигуна, 1/хвил.
4К-8	112	0,45	66	22	2900

14.4 Розрахунок і вибір теплообмінних апаратів

14.4.1 Теоретичні основи розрахунку теплообмінників

Після того, як вище була викладена методика розрахунків теплових схем теплопідготовчих установок в цілому стосовно як до водогрійних і парових котельних, так і до ТЕЦ, можна перейти до наступного етапу розрахунку цих установок, а саме до визначення розрахункової поверхні теплообміну і вибору типорозмірів теплообмінних апаратів, що входять до складу теплопідготовчої установки.

Для кожного такого апарату перш за все повинен бути встановлений розрахунковий режим, при якому вибором відповідного типорозміру повинна бути забезпечена розрахункова, тобто максимально-тривала теплопродуктивність цього апарату. Таким розрахунковим режимом для теплопідготовчої установки зазвичай служить максимально-зимовий режим, відповідний розрахунковій температурі зовнішнього повітря для систем опалювання.

Якщо відпуск тепла від джерела проводиться парою або гарячою водою при одноступінчатій схемі її підігріву, то максимально-зимовий режим є розрахунковим не тільки для теплопідготовчої установки в цілому, але, як правило, і для кожного з її теплообмінних апаратів окремо.

У теплопідготовчих установках застосовуються як правило, поверхневі рекуперативні теплообмінники, за винятком змішуючих термічних деаераторів і РОУ з вприскуванням води в охолоджувану пару, які виконуються як змішувальні теплообмінні апарати.

Основне завдання теплового розрахунку поверхневого рекуперативного теплообмінника - визначення розрахункової величини його поверхні теплообміну $F_{\text{ТО}}^{\text{P}}$, що забезпечує отримання розрахункової теплопродуктивності $Q_{\text{ТО}}^{\text{P}}$ при заданих температурних умовах відповідно до основної формули

$$F_{\text{то}}^{\text{p}} = \frac{Q_{\text{то}}^{\text{p}}}{k_{\text{p}} * \Delta t_{\text{cp}}^{\text{p}}}, \text{ м}^2$$

де $\Delta t_{\text{cp}}^{\text{p}} = t_{\text{гр}}^{\text{cp}} - t_{\text{нагр}}^{\text{cp}}$ - різниця між середніми температурами гріючого і середовища, що нагрівається в теплообміннику при розрахунковому режимі;
 k_{p} - середній коефіцієнт теплопередачі в теплообміннику при цьому режимі,
 Вт/м² К.

При визначенні розрахункової поверхні теплообміну задаються, як правило, значенням теплопродуктивності $Q_{\text{то}}^{\text{p}}$ і параметрами, що відносяться до розрахункового режиму, - температур і тиску гріючих середовищ і тих, що нагріваються, на вході і на виході з теплообмінника. У теплопідготовчих установках ТЕЦ і котельних як гріюче середовище використовується водяна пара або гаряча вода, а як середовище, що нагрівається - тільки вода, яка зрідка перетворюється на пару (водопарові перетворювачі). Тому в таких установках визначення потрібної поверхні теплообміну доводиться виконувати стосовно пароводяних або водоводяних підігрівачів.

Оскільки з погляду теплового розрахунку пароводяні підігрівачі дещо простіші за водоводяні, то саме з них доцільно почати опис методики такого розрахунку. Пар, що поступає в пароводяні підігрівачі теплопідготовчих установок, як правило, є насиченим або слабо перегрітим, він конденсується по всій поверхні теплообміну, причому, температура конденсату приблизно відповідає тиску гріючої пари.

Охолодження цього конденсату до нижчих температур при розрахунковому режимі або взагалі не допускається, або складає, не більше 5-10°C. Це пояснюється несприятливими умовами теплообміну між конденсатом і водою, що нагрівається в пароводяних підігрівачах через малу швидкість руху цього конденсату (див. нижче). Тому, якщо в умовах даної теплової схеми ТЕЦ або котельні охолодження конденсату гріючої пари

доцільно, то для нього повинні бути передбачені спеціальні охолоджувачі, які є водоводяними теплообмінниками.

Таким чином, для пароводяних підігрівачів середня температура гріючого середовища приймається, як правило, рівній температурі конденсату $t_{\text{конд}}$ при тиску гріючої пари, відповідному даному режиму. Середня температура середовища, що нагрівається, як показано в літературі по теплообмінникам, в цих умовах не залежить від напрямку руху потоку цього середовища щодо поверхні теплообміну і визначається формулою

$$t_{\text{нагр}}^{\text{ср}} = t_{\text{конд}} - \frac{t_{\text{нагр}}^{\text{кон}} - t_{\text{нагр}}^{\text{нач}}}{\ln \frac{t_{\text{конд}} - t_{\text{нагр}}^{\text{нач}}}{t_{\text{конд}} - t_{\text{нагр}}^{\text{кон}}}}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Звідси середня різниця температур в пароводяному підігрівачі при розрахунковому режимі складає

$$\Delta t_{\text{ср}}^{\text{р}} = \frac{t_{\text{нагр}}^{\text{кон.р}} - t_{\text{нагр}}^{\text{нач.р}}}{\ln \frac{t_{\text{конд}}^{\text{р}} - t_{\text{нагр}}^{\text{нач.р}}}{t_{\text{конд}}^{\text{р}} - t_{\text{нагр}}^{\text{кон.р}}}}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

У цих формулах $t_{\text{нагр}}^{\text{нач}}$ і $t_{\text{нагр}}^{\text{кон}}$ - температури води, яка нагрівається, відповідно на вході в пароводяний підігрівач і на виході з нього, а $t_{\text{конд}}$ - температура конденсації гріючої пари; величини, що відносяться до розрахункового режиму, додатково позначені індексом «р».

Разом з тим тепловий баланс пароводяного підігрівача без урахування його незначних втрат тепла в навколишнє середовище, а також витоків гріючих середовищ, і тих, що нагріваються, може бути представлений в наступному вигляді, Дж/с

$$Q_{\text{то}} = D_{\text{гр}}(i_{\text{гр}} - i_{\text{конд}}) = G_{\text{нагр}}c_{\text{нагр}}(t_{\text{нагр}}^{\text{кон}} - t_{\text{нагр}}^{\text{нач}}) = G_{\text{нагр}}(i_{\text{нагр}}^{\text{кон}} - i_{\text{нагр}}^{\text{нач}}),$$

де $D_{гр}$ – витрата граючої пари, кг/с

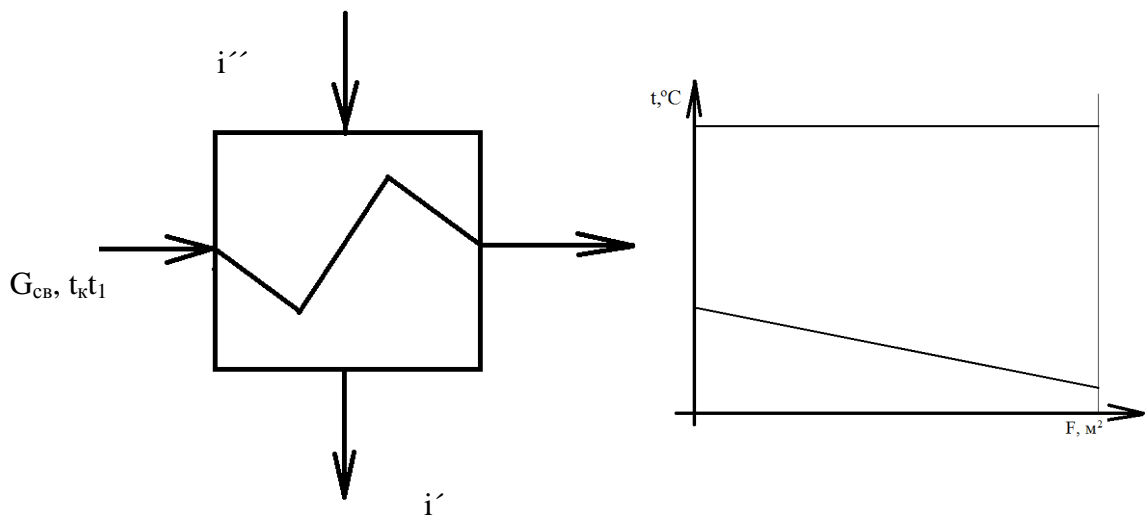
$G_{нагр}$ – витрата води, що нагрівається в підігрівачі, кг/с

$i_{гр}$, $i_{конд}$, $i_{нагр}^{нач}$ та $i_{нагр}^{кон}$ - Значення ентальпій відповідно грючої пари, його конденсату і води на вході і виході з підігрівача, кДж/кг, які для води і конденсату можуть бути замінені добутком масової теплоємності $c_{нагр}$ на відповідну температуру, наприклад

$$i_{нагр}^{кон} = c_{нагр} t_{нагр}^{кон}$$

14.4.2 Розрахунок теплообмінних апаратів

1) Друга ступінь водопідігрівуючої установки літнього режиму



Кількість теплоти, що передана гарячою водою, кВт

$$Q = D \cdot (i'' - i') = 2,86 \cdot (2783,4 - 667,4) = 6051,76$$

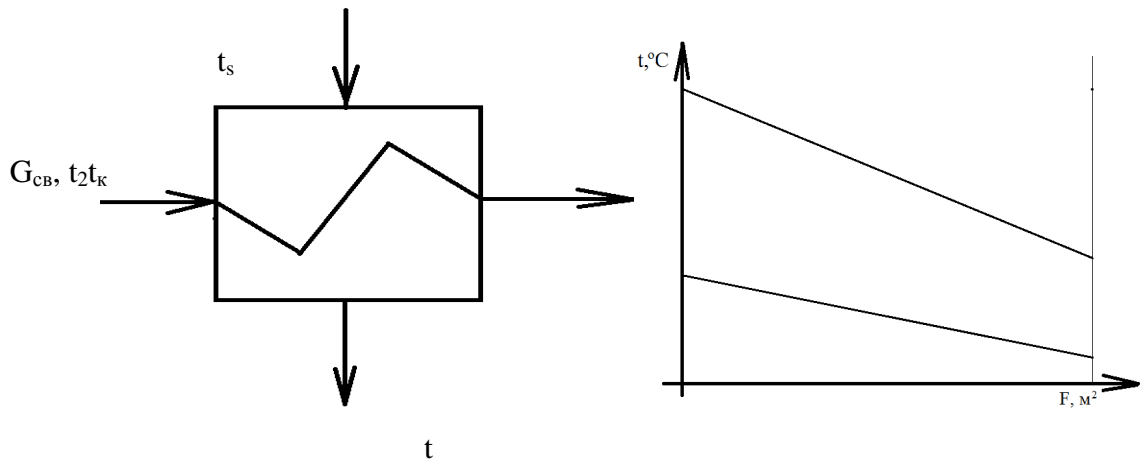
Температурний напір в підігрівачі, $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{(158,14 - 45,75) - (158,14 - 66,477)}{\ln \frac{112,39}{91,66}} = 101,67$$

Необхідна площа поверхні теплообмінника, m^2

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{6051,76}{8000 \cdot 101,67} = 0,00744 = 7,44 \text{ м}$$

2) Перша ступінь водопідігрівуючої установки літнього режиму



Кількість теплоти, що передана гарячою водою, кВт

$$Q = G \cdot C(i'' - i') = 2,861 \cdot 4,19(158,14 - 80) = 936,38$$

Температурний напір в підігрівачі, °C

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{(158,14 - 45,75) - (80 - 42,17)}{\ln \frac{112,39}{37,83}} = 68,48$$

Необхідна площа поверхні теплообмінника, м²

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{936,38}{8000 \cdot 68,48} = 0,00171 = 1,7$$

14.5 Розрахунок техніко-економічних показників

Техніко-економічні показники роботи котельних визначаються на стадії технічного або робочого проекту.

У перелік техніко-економічних показників відповідно до СНиП II-35-76 «Котельные установки. Нормы проектирования» включаються:

- розрахункова теплопродуктивність котельні (з врахуванням власних потреб і теплових втрат в котельній);
- встановлена теплова потужність котельні;
- річна відпустка теплоти споживачам;
- річне вироблення теплоти;
- річне число годин використання встановленої потужності;
- річна витрата палива натурального і умовного;

- встановлена потужність струмоприймачів;
- річна витрата електроенергії;
- річна витрата води;
- чисельність персоналу;
- будівельний об'єм головного корпусу;
- загальна площа забудови будівель і споруд, щільність забудови;
- загальна кошторисна вартість будівництва котельні, у тому числі загальнобудівельні роботи, спеціальні будівельні роботи, монтажні роботи, устаткування;
- річні експлуатаційні витрати, у тому числі вартість палива;
- питомі показники на 1 ГДж (Гкал/год) теплової потужності:
- капітальні витрати;
- потужність струмоприймачів;
- чисельність персоналу;
- питома витрата умовного палива на 1ГДж (1Гкал) відпущеної - теплової енергії;
- собівартість 1ГДж (1Гкал) відпущеної теплоти, у тому числі паливна складова;
- приведені витрати на 1 ГДж (1 Гкал) відпущеної теплоти.

Визначення техніко-економічних показників здійснюється на основі завдань на проектування, що видається замовником, і розрахункових даних технологічної, будівельної, електротехнічної, кошторисної і інших частин проекту.

Завдання на проектування, що видається замовником, повинно включати:

- максимальну годинну витрату тепла на технологічні цілі;
- максимальна годинна витрата тепла на опалювання і вентиляцію житлових і суспільних будівель, промислових будівель, у тому числі чергове опалювання;

- середню годинну витрату тепла на гаряче водопостачання;
- максимальну годинну витрату пари на технологічні потреби (по параметрах);
- кількість і температуру конденсату, що повертається;
- режими споживання гарячої води і пари на технологічні і побутові потреби промисловими підприємствами;
- вид і марку виділеного для котельні палива;
- транспортну схему доставки твердого палива і мазути;
- вартість 1 м³ вихідної води;
- вартість 1 кВт·години електроенергії;
- вартість одиниці палива;
- середню річну заробітну плату (з преміями і нарахуваннями) одного працюючого.

В разі реконструкції і розширення діючої котельні окрім вказаних, необхідно привести наступні дані:

- балансову вартість будівельних робіт, монтажних робіт, устаткування;
- потужність встановлених електродвигунів;
- річну витрату електроенергії;
- річну витрату води.

Дані технологічної, будівельної, електротехнічної, кошторисної і інших частин проекту використовуються в прикладі розрахунку техніко-економічних показників.

Сумарний відпуск теплоти на опалення та ГВП, МВт

$$Q_T = 40$$

Сумарний відпуск теплоти дорівнює

$$Q_T = Q_3 \cdot \eta$$

де Q_3 – кількість теплоти отриманої при згоранні палива у котельній установці

η – ККД котельні установки при номінальному навантаженні.

Звідки:

$$Q_3 = \frac{Q_T}{\eta} = \frac{40}{0,918} = 43,57$$

Кількість теплоти, що виділяється при спалюванні палива:

$$Q_3 = Q_H^p \cdot V_{y.t.}$$

де $Q_H^p = 29,3 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$ – теплота згорання умовного палива

Звідки щосекундна витрата умовного палива, кг/с

$$V_{y.t.} = \frac{Q_3}{Q_H^p} = \frac{43,57}{29,3} = 1,49$$

Вартість витрачаємого палива, грн/с

$$C_{y.t.} = V_{y.t.} \cdot c_{y.t.} = 1,49 \cdot 1,22 = 1,818$$

де $c_{y.t.}$ – вартість 1 кг умовного палива.

Питома витрата умовного палива, кг/МДж

$$b_{\text{п}} = \frac{V_{y.t.}}{Q_T} = \frac{1,49}{40} = 0,037$$

14.6 Висновок

У даному проекті було зроблено аналіз вихідних даних, розрахунок теплової схеми котельні, розрахунок і вибір обладнання водо підготовчої установки (ХВО), розрахунок основного та допоміжного устаткування котельні, розрахунок теплообмінників та розрахунок техніко-економічних показників системи тепlopостачання.

В ході розрахунку теплової схеми котельні була визначена кількість водогрійних та парових котлоагрегатів, які працювали при чотирьох режимах: максимального зимового; зимового режиму; режиму, відповідного середній температурі зовнішнього повітря за опалювальний сезон; літнього режиму. До встановлення було обрано 4 газомазутних водогрійних котла типа КВГМ-10. Також були обрані 10 газомазутних парових котла типа ДЕ-16-14ГМ.

Також були обрані насоси:

2 насоси 1,5К-8/19- для сирі води ($G_{св}$)

3 насоси 2КМ-20/30 - для живильної води ($G_{жив}$)

2 насоси 1,5К-8/19 – для живильної води на заповнення витоків в тепломережі ($G_{ут}$)

4 насоси 2КМ-20/30 - на рециркуляцію ($G_{ри}$)

6 насосів 4К-8 - на мережну воду ($G_{мер}$)

На основі завдань і розрахункових даних було визначено техніко-економічні показники $V_{ут}=1,49$ кг/с.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ТА РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Соловьев, Ю.П. Проектирование крупных центральных котельных для комплекса тепловых потребителей. / Ю.П.Соловьев. - М.: Энергия, 1976.-196 с.
2. Соловьев, Ю.П. Проектирование теплоснабжающих установок для промышленных предприятий. / Ю.П.Соловьев.- М.: Энергия, 1978. – 198 с.
3. Либерман, Н.Б. Справочник по проектированию котельных установок. / Н.Б. Либерман, Н.Б. Нянкoвская - М.: Энергия, 1979. – 224 с.
4. Роддатис, К.Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности / К.Ф. Роддатис, А.Н. Полтарецкий.– М.:Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.
5. Роддатис, К.Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности. / К.Ф. Роддатис, Я.Б. Соколовский.– М.: Энергоатомиздат, 1975. – 488 с.
6. Бухало, М.С. Организация, планирование и управление деятельностью промышленного предприятия. / М.С. Бухало – К.: Высшая школа, 1989. - 172 с.
7. Шубин, Е.П Проектирование теплоподготовительных установок ТЭЦ и котельных. / Е.П. Шубин, Б.И. Левин.– М.: Энергия, 1970. – 496 с.
8. Алабовський, О.М. Проектування котелень промислових підприємств / О.М. Алабовський, М.Ф. Боженко, Ю.В.Хоренженко. - К.: Віща школа, 1992.-207с.
9. Белан, Ф.И. Водоподготовка / Ф.И. Белан. – М.: Энергия, 1979,- 208 с.
10. Белан, Ф.И. Водоподготовка: расчет, примеры, задачи/ Ф.И. Белан. – М.: Энергия, 1980,-256 с.
11. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник / Е.Я. Соколов - М.: Энергия, 1982,- 360 с.
12. Сафонов, А.П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям. / Сафонов А.П. – 240 с.
13. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей. / Под ред. А.А. Николаева.- М.: Стройиздат, 1965. - 359 с.
14. Манюк, В.И. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей / В.И. Манюк -М.: Стройиздат, 1988.-432 с.
15. Водяные тепловые сети. Справочное пособие по проектированию. /Под ред. Н.К.Громова, Е.П.Шубина.- М.: Энергоатомиздат,1988. – 376 с.
16. Крючков, Є.М. Проектування систем теплопостачання. Навчально-методичний посібник. / Є.М. Крючков. – Запоріжжя: ЗДІА, 2010. - 303с.

ДОДАТКИ

Додаток «А»

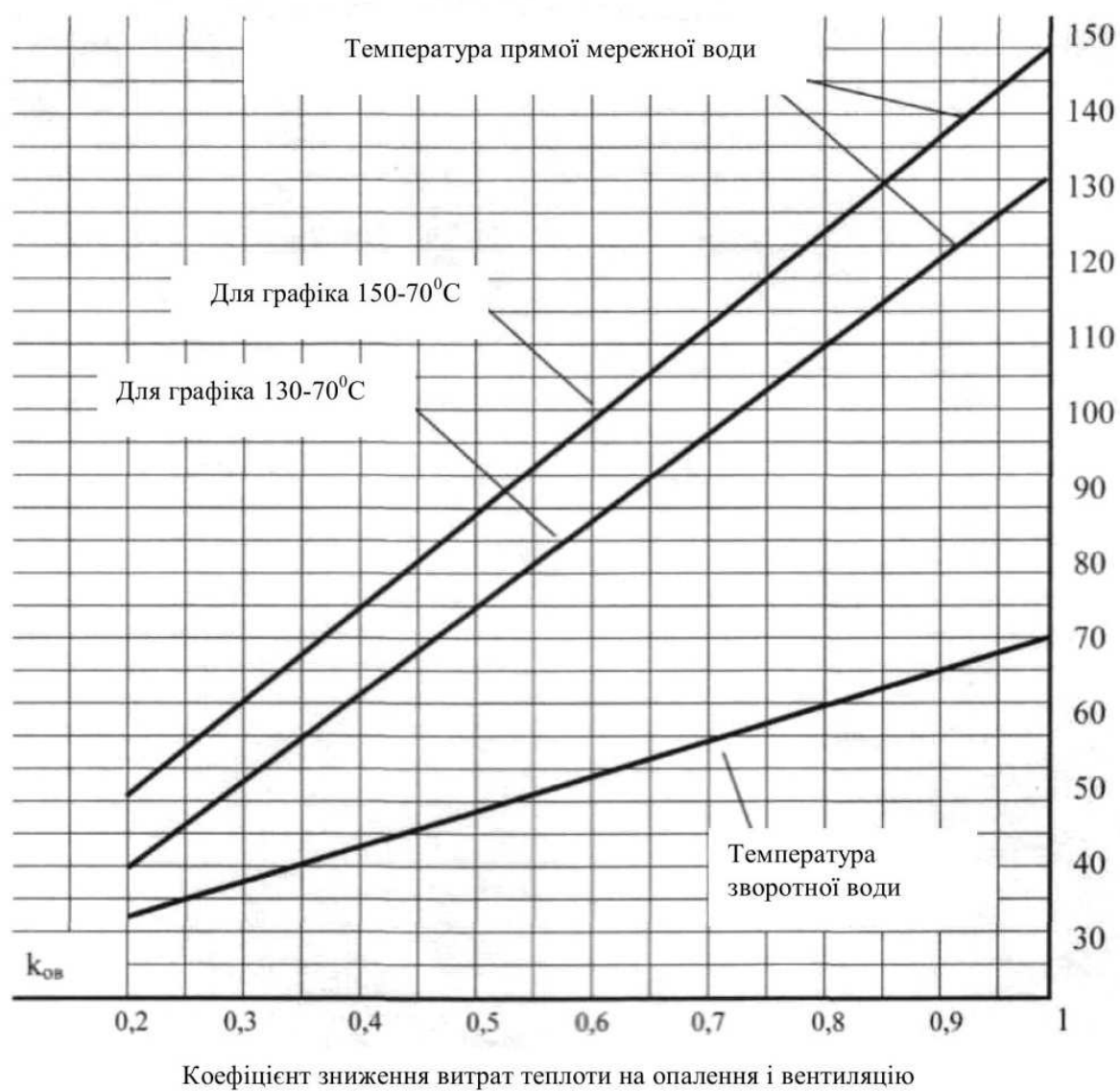


Рис. А.1 – Температура прямої та зворотної води

Додаток «Б»

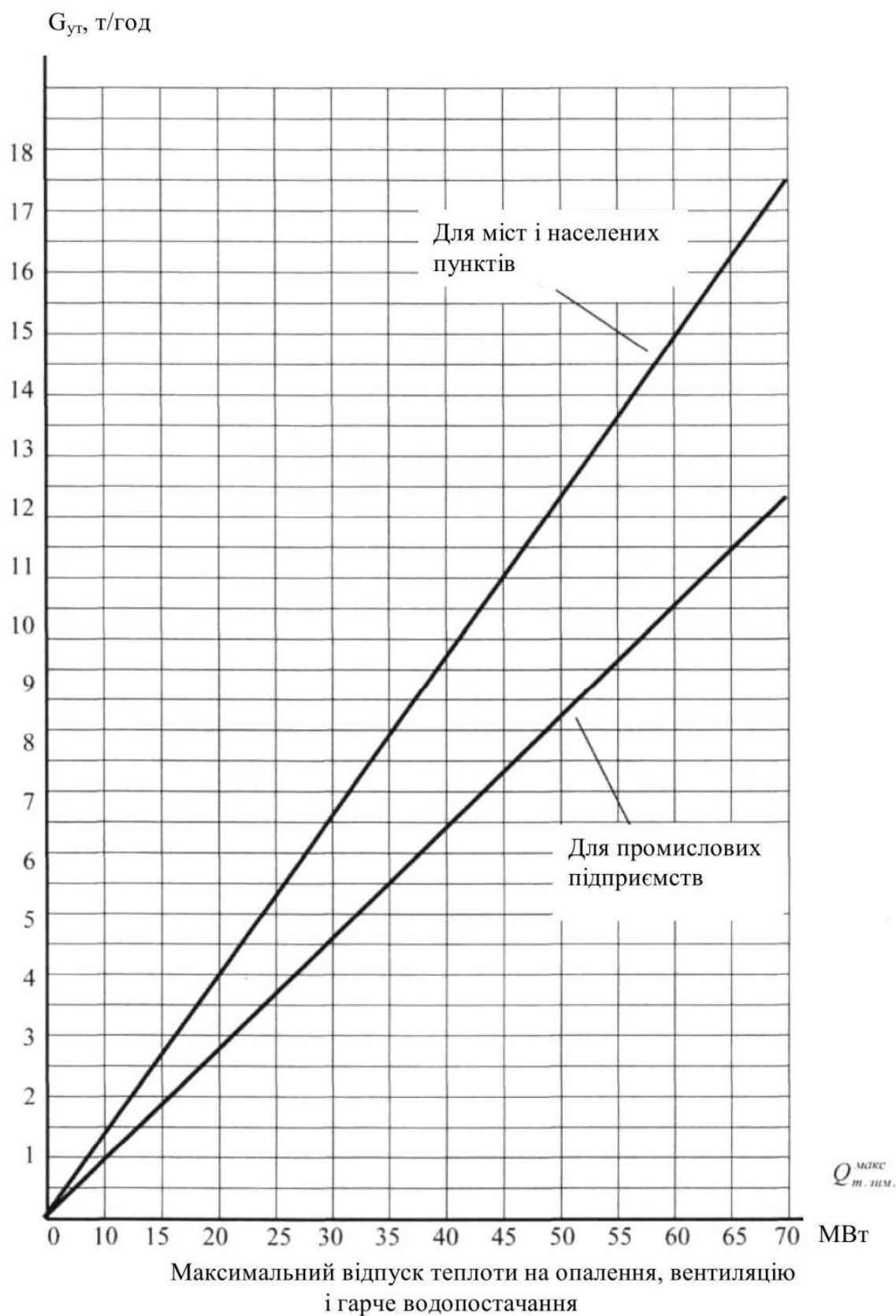


Рис.Б.1 – Витрата підживлюючої води на заповнення витоків з теплової мережі

Додаток «В»
Характеристика газомазутних парових котлів типа ДЕ

Найменування	Марка котла				
	ДЕ-4-14ГМ	ДЕ-6,5-14ГМ	ДЕ-10-14ГМ	ДЕ16-14ГМ	ДЕ-25-14ГМ
Паропродуктивність, т/год	4,14	6,73	10,35	16,56	26,88
Тиск пари, МПа	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
Температура пари, °С -насиченої -перегрітої	194 225	194 225	194 225	194 225	194 225
Площа поверхонь нагріву, м ² : -радіаційної -конвективної	22 48	28 67	39 116	49,2 155	64 230
ККД (%) при спалюванні -мазуту -газу	88,7 90,3	89,3 91	98,9 92,2	90,1 91,8	91,4 92,8
Тип пальників	ГМ-2,5	ГМ-4,5	ГМ-7	ГМ-10	ГМ-16
Розрахункові витрати палива -мазуту, кг/год -газу, м ³ /год	286 304	461 489	698 743	1127 1194	1736 1845
Температура газів за котельним пучком, °С при спалюванні: -мазуту -газу	377 325	362 310	306 264	364 310	378 320
Температура газів за економайзером, °С при спалюванні: -мазуту -газу	192 156	191 155	172 143	194 157	172 140
Гідравлічний опір газоходів, Па	485,6	905,5	1540,5	1668,5	2701
Тип димососа	ВДН-9	ВДН-10	ВДН-10	ДН-11,2	ДН-12,5
Гідравлічний опір повітряного тракту, Па	922,1	1118,3	1216,4	1697,1	1824,7
Тип вентилятора	ВДН-8	ВДН-9	ВДН-10	ВДН-11,2	ВДН-11,2

Додаток «Д»
Характеристики газомазутних водогрійних котлів типа КВГМ малої та середньої продуктивності

Найменування характеристики	Марка котла				
	КВГМ-4	КВГМ-6,5	КВГМ-10	КВГМ-20	КВГМ-30
Теплопродуктивність, МВт (Гкал/год)	4,65 (4)	7,56 (6,5)	11,63 (10)	23,26 (20)	34,9 (30)
Витрата води, т/год	49,5	80	123,5	247	370
Витрата газу, м ³ /год	515	830	1260	2520	3680
Витрата мазуту, кг/год	500	800	1220	2450	3490
Площа поверхонь нагріву, м ² :					
-радіаційної	38,6	48,9	53,6	106,6	126,9
-конвективної	88,7	150,4	221,5	406,5	592,6
Температура відхідних газів при спалюванні, °С,:					
-газу	150	153	185	190	160
-мазуту	245	245	230	242	250
ККД (%) при номінальному завантаженні при спалюванні:					
-газу	90,5	91,1	91,9	91,9	91,2
-мазуту	86,4	89	88,4	88	87,7
Гідравлічний опір газоходів (Па) при спалюванні:					
-газу	216,8	224,6	451,3	588,6	657,3
-мазуту	253,1	256	451,3	588,6	657,3
Гідравлічний опір, кПа	116,738	117,23	147,15	225,63	186,39
Гідравлічний опір повітряного тракту з пальниками, Па	-	-	23	1764	2744

