

С.Й. Ткаченко, М.М. Чепурний, Д.В. Степанов

**РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ СХЕМ
І ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ
ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

С. Й. Ткаченко, М.М. Чепурний, Д.В. Степанов

РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ СХЕМ І ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Затверджено Вченою радою Вінницького національного технічного університету як навчальний посібник для студентів напряму підготовки 0905 – “Енергетика” спеціальності 7.090510 – “Теплоенергетика”. Протокол № 4 від 25 листопада 2005 р.

Вінниця ВНТУ 2005

УДК 621.182 (07)

Т 23

Рецензенти :

А.Ф. Пономарчук, доктор технічних наук, професор

В.В. Бужинський, кандидат технічних наук

Є.С. Корженко, кандидат технічних наук

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України

Ткаченко С.Й., Чепурний М.М., Степанов Д.В.

Т23 Розрахунки теплових схем і основи проектування джерел теплопостачання. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2005. - 137 с.

В посібнику розглянуто основи розрахунків теплових схем парових та водогрійних котелень. Викладені особливості компонування котелень, вибору обладнання та визначення техніко-економічних показників. Наведені приклади розрахунків. Розглянуто методи підвищення ефективності використання палива в котельнях в разі застосування когенерації. В посібнику підібрані варіанти завдань до виконання курсового проекту та самостійної роботи студентів з дисципліни “Джерела теплопостачання промислових підприємств”.

УДК 621.182 (07)

© С.Й. Ткаченко, М.М. Чепурний, Д.В. Степанов, 2005

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА.....	4
1 ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....	5
1.1 Технічні та економічні вимоги до котелень.....	5
1.2 Визначення виду палива.....	7
1.3 Стадії проектування	8
1.4 Обсяг і зміст проектної документації.....	10
1.5 Класифікація котелень.....	11
1.6 Загальні відомості про теплові схеми котелень.....	12
2 РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ СХЕМ ПАРОВИХ КОТЕЛЕНЬ.....	13
2.1 Розрахунки споживачів пари.....	13
2.2 Баланс парового котлоагрегату.....	14
2.3 Баланси редукційно-охолоджувальних установок.....	16
2.4 Баланси розширника безперервної продувки	17
2.5 Баланси деаератора	18
3 РОЗРАХУНКИ ВОДОГРІЙНИХ ТА ПАРОВОДОГРІЙНИХ КОТЕЛЕНЬ	18
3.1 Розрахунки споживачів теплоти.....	19
3.2 Розрахунки схем підготовки додаткової води.....	22
3.3 Розрахунки параметрів в мережних лініях.....	26
3.4 Теплові схеми та розрахунки пароводогрійних котелень.....	27
4 ВИБІР УСТАТКУВАННЯ КОТЕЛЕНЬ	28
4.1 Вибір котлоагрегатів.....	28
4.2 Вибір насосів.....	30
4.3 Вибір установки підготовки води.....	32
4.4 Вибір теплообмінників.....	38
4.5 Вибір баків, ємностей.....	42
4.6 Вибір трубопроводів.....	43
4.7 Вибір вентиляторів і димососів.....	45
5 КОМПОНУВАННЯ КОТЕЛЕНЬ.....	47
6 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ І ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ КОТЕЛЕНЬ.....	55
7 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛОВИХ СХЕМ ПАРОВИХ КОТЕЛЕНЬ	59
8 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛОВИХ СХЕМ ВОДОГРІЙНИХ ТА ПАРОВОДОГРІЙНИХ КОТЕЛЕНЬ.....	90
9 ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ.....	119
10 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ.....	124
ЛІТЕРАТУРА.....	130
ДОДАТКИ.....	131

ПЕРЕДМОВА

Даний навчальний посібник призначений для студентів денної та заочної форми навчання напряму підготовки 0905 – “Енергетика”. Посібник підготовлений відповідно до навчальної програми дисципліни “Джерела теплопостачання промислових підприємств”.

Автори сподіваються, що він буде корисним як в процесі вивчення дисципліни, так і в процесі виконання курсового і дипломного проектування. Автори виходили з того, що в процесі навчання важливо отримати навички інженерних розрахунків, аналізу теплових схем джерел теплопостачання як при опрацюванні проектних рішень, так і під час експлуатації устаткування.

Зважаючи на це, в посібнику розглянуті основи проектування джерел теплопостачання, принципи розрахунків їх теплових схем, схем когенераційних установок, створених на базі теплових двигунів і парових та водогрійних котелень, які характерні для багатьох промислових підприємств і муніципальної енергетики. Наведені чисельні приклади розрахунків таких об’єктів. Безумовно наведені приклади не вичерпують багатоваріантність теплових схем різноманітних джерел теплопостачання, але висвітлюють головні принципи їх розрахунків і проектування.

Враховуючи важливість питань енергозбереження автори, окрім чисто навчального, ставили завдання наблизити приклади до реальних умов з метою визначення шляхів удосконалення теплових схем. Посібник оснащений необхідним довідковим матеріалом для вибору основного і допоміжного теплоенергетичного устаткування, що спрощує роботу з різноманітними літературними джерелами. В посібнику використані наукові розробки авторів з питань когенерації та енергозбереження. В ньому наведений набір задач для практичних занять і самостійної роботи студентів.

Автори вдячні рецензентам за корисні поради і зауваження в процесі рецензування і підготовки рукопису.

Автори.

1 ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ КОТЕЛЕНЬ

1.1 Технічні та економічні вимоги до котелень

Проектування котелень, що знову будуються, або розширення та реконструкція діючих котелень, призначених для централізованого теплопостачання підприємств, міст та інших населених пунктів, теплових вузлів із загальною розрахунковою тепловою потужністю 116 МВт (100 Гкал/год) і вище, виконуються на підставі затверджених схем теплопостачання [1].

В разі меншої розрахункової теплової потужності районів, для яких схеми теплопостачання не розроблені, до проектування джерел теплопостачання рекомендується складати технологічні пропозиції щодо централізації теплопостачання. Для розрахункової теплової потужності до 29 МВт (25 Гкал/год) і обмеженій площі району теплопостачання, коли вибір котельні як джерела теплопостачання може бути визначений однозначно, підставою для розроблення її проекту є завдання на проектування котельні, що визначає коло споживачів теплоти та їх потужності.

Схемою теплопостачання обґрунтовуються: очікуване теплоспоживання; кількість і тип джерел теплопостачання, їх теплова потужність; район будівництва і склад основного енергетичного обладнання; технічна можливість і економічна доцільність розширення або реконструкції існуючих джерел теплопостачання; вид палива; вибір відкритої чи закритої системи теплопостачання; вибір основних технологічних і будівельних рішень, що стосуються джерел теплопостачання та теплових мереж; основні техніко-економічні показники системи теплопостачання.

Схеми теплопостачання розробляються з урахуванням розвитку районів і міст протягом 10...15 років з виділенням першої черги будівництва об'єктів до п'яти років, причому розробка схем теплопостачання з обґрунтуванням будівництва ТЕЦ здійснюється відповідними проектними організаціями, а без обґрунтування – лише спеціалізованими проектними організаціями незалежно від їх відомчої підпорядкованості.

Завдання на проектування котелень, будівництво яких проводиться без урахування схем теплопостачання, розглядаються й затверджуються територіальними проектними організаціями, відповідними міністерствами або відомствами і узгоджуються з виконавчими комітетами місцевих Рад народних депутатів.

Проектування і спорудження котелень слід, як правило, здійснювати з розрахунком на їх кінцеву теплову потужність, без поділу на черги. При недостатній забезпеченості котелень тепловими навантаженнями, а також недостатній мірі готовності теплових мереж може бути доцільним спорудження котелень за чергами.

Проекти котелень розробляються за нормативними технічними документами, затвердженими Держбудом України.

При проектуванні котелень необхідно використовувати типові проекти і вузли їх основних і допоміжних будівель, запозичувати економічні індивідуальні проекти, а також типові будівельні та технологічні конструкції підвищеної заводської готовності.

Індивідуальні проекти котелень та їх окремих споруд з необхідними характеристиками основного і допоміжного устаткування розробляються за відсутності придатних типових, а також раніше розроблених економічних індивідуальних проектів, з використанням нових видів устаткування і технологічних схем, за умови доцільності блокування будівель та у випадках, коли застосування типових проектів призводить до невиправданого здорожчання будівництва.

Все обладнання (основне і допоміжне), необхідна апаратура в процесі проектування котелень вибираються за номенклатурою заводських виробів з урахуванням рекомендацій спеціалізованих науково-дослідних і проектних інститутів.

Котельні, що проектуються, споруджуються та експлуатуються, мають задовольняти вимоги надійності теплопостачання, економічності будівництва, безпеки та зручності експлуатації, а також вимоги санітарних норм.

При проектуванні котелень слід враховувати сучасні тенденції розвитку джерел теплопостачання: дахові котельні, індивідуальне теплопостачання тощо.

Під *надійністю теплопостачання* розуміють безперебійне постачання теплотою споживачів відповідно до заданих параметрів і графіка теплових навантажень. При цьому, виходячи із заданої витрати мережної води, параметри теплоносіїв мають підтримуватись з такою точністю: температура води в подавальному трубопроводі водяних теплових мереж – $\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$, її тиск – $\pm 5\%$, тиск води в зворотному трубопроводі – $\pm 0,02\text{ МПа}$. Перевищення середньодобової температури води в зворотному трубопроводі має бути не більше $2\text{ }^{\circ}\text{C}$, а її зниження не обмежується. Тиск і температура пари, що відпускається споживачам в парових теплових мережах мають не перевищувати $\pm 5\%$ від заданих значень.

Надійність теплопостачання споживачів на стадії проектування котельні визначається: вибором її типу, обладнання і схем комунікацій, які забезпечують мінімальні значення коефіцієнта потужності, що вимикається, та недовідпуску теплоти; установленням резервного обладнання; комплексною автоматизацією технологічних процесів.

Для створення резерву в процесі відпуску теплоти від великої районної котельні рекомендується об'єднання теплових мереж району або промислового вузла у спільну систему.

Економічність спорудження та експлуатації котелень визначається мінімумом приведених витрат за умови високої надійності теплопостачання споживачів. Під час проектування котелень їх економічність досягається: збільшенням теплової потужності в цілому та одиничної потужності

котлоагрегатів; комплексною механізацією трудомістких процесів; застосуванням автоматизованих котлоагрегатів з ККД не менше як 93 % (газоподібне паливо), 90 % (мазут), 85% (кам'яне вугілля), 80% (буре вугілля та інші види палива).

Однією з економічних вимог є зниження капіталовкладень на спорудження котельні і скорочення терміну введення її в експлуатацію, що забезпечується індустріалізацією будівництва. При цьому зводяться до мінімуму обсяги робіт на будівельній площадці завдяки передаванню їх на заводи, спеціалізовані підприємства та централізовані будівельні бази. Проектуючи котельні, рекомендується застосовувати готові уніфіковані залізобетонні та металеві конструкції, а також деталі з найменшим числом їх типорозмірів для спорудження каркасів будівель, полегшені матеріали для стінового заповнення, комплектні транспортабельні агрегати і монтажні блоки для складання обладнання за місцем установлення, блоки трубо- і пилогазоповітропроводів заводського виготовлення.

Безпека й зручність експлуатації котелень досягаються дотриманням в проектах вимог Правил улаштування і безпеки експлуатації парових та водогрійних котлів [2], Правил технічної експлуатації електричних станцій і мереж, а також інших нормативних технічних документів [3].

Вимоги санітарних норм забезпечуються в проектах котелень виділенням для обслуговуючого персоналу службово-побутових приміщень з відповідним обладнанням, додержанням норм освітленості, вологісно-температурного режиму і допустимих рівнів шуму від працюючого обладнання на робочих місцях та на прилеглий до них території, запобіганням забрудненню навколишнього середовища (повітряного басейну та водоймищ).

1.2 Визначення виду палива

Розрізняють чотири види палива для котелень [4]:

- 1) **основне**, що призначене для спалювання протягом усього або тривалого часу роботи котельні;
- 2) **резервне**, яке використовується в періоди запланованих перерв у подаванні основного палива (наприклад, в разі перерв у подаванні природного газу взимку);
- 3) **аварійне**, що застосовується в короткочасний період аварійної відсутності основного чи резервного палива (передбачається для тих випадків, коли згідно з вимогами споживачів до теплопостачання перерва в роботі котельні недопустима);
- 4) **розпалювальне**, яке використовується для розпалювання та підсвічування пилувугільних топок.

Резервне, аварійне та розпалювальне паливо вибирається для котелень з урахуванням:

- 1) в разі річної витрати природного газу до 10 млн. м³ робота котелень на

інших видах палива не передбачається;

2) у котельнях з річною витратою природного газу 10 млн. м³ і більше як резервне паливо застосовується мазут;

3) у пилувугільних котельнях як розпалювальне паливо використовується топковий мазут;

4) у котельнях, які переводяться з твердого палива на спалювання природного газу чи мазуту, як інший вид палива рекомендується застосовувати тверде паливо без демонтажу встановленого обладнання.

1.3 Стадії проектування

Проектування будівель і споруд котельні здійснюється на підставі техніко-економічного обґрунтування або іншої передпроектної документації, що підтверджує економічну доцільність їх будівництва.

Передпроектним документом, в якому обґрунтовуються проектування і будівництво нових або розширення та реконструкція діючих джерел теплопостачання і теплових мереж, є **схема теплопостачання**.

Схеми теплопостачання міст та інших населених пунктів є *початковими документами* для розроблення проектів (робочих проектів) джерел теплопостачання і теплових мереж, а для великих і складних джерел теплопостачання — для розроблення техніко-економічного обґрунтування будівництва цих об'єктів. Схеми теплопостачання груп підприємств із загальними джерелами теплопостачання входять до складу схем генеральних планів цих підприємств, а схеми теплопостачання окремих промислових підприємств є складовою частиною техніко-економічного обґрунтування їх будівництва.

До позастадійних робіт (*передпроектної документації*) належать схема теплопостачання, техніко-економічне обґрунтування і технічні рішення, на підставі яких може розроблятися експериментальний проект із застосуванням нових видів обладнання та схем. Стадійні роботи включають в себе *проект, робочу документацію і робочий проект*.

Двостадійне проектування зводиться до складання проекту і робочої документації, а одностадійне — робочого проекту. Розробка робочої документації при двостадійному проектуванні здійснюється після затвердження проекту. При одностадійному проектуванні одночасно з проектно-кошторисною документацією робочого проекту, яка має бути затверджена, розробляється робоча документація.

Робочий проект розробляється для технічно нескладних об'єктів, будівництво яких передбачається здійснити за типовими проектами з використанням типових вузлів і за запозиченими економічними індивідуальними проектами.

Завдання на проектування. Проект будівництва котельні розробляється на підставі завдання на проектування, складеного замовником проекту з участю автора проекту і генерального проектувальника.

Завдання містить: теплові навантаження; параметри теплоносія; дані

про вид робочого палива і умови теплопостачання; схему приєднання котельні до теплових мереж; дані про джерело водопостачання; умови приєднання котельні до мереж енерго- і водопостачання, каналізації та зв'язку; відомості про вибрану площадку для будівництва; дані для складання проєкта будівництва котельні та кошторисів.

В разі розміщення котелень на території міст і населених пунктів виконавчим комітетом місцевої Ради народних депутатів видається архітектурно-планувальне завдання, що містить будівельний паспорт ділянки, технічні умови приєднання до міських інженерних мереж і споруд, відомості про існуючу забудову та підземні споруди, діючі та перспективні джерела теплопостачання.

Теплові навантаження наводяться в початкових даних для проєктування котельні у вигляді зведеної таблиці, складеної пооб'єктно за такими групами споживачів:

- а) технологічні споживачі;
- б) системи опалення та вентиляції;
- в) системи гарячого водопостачання;
- г) загальне споживання теплоти (окремо для пари і гарячої води).

При цьому за п. б) і в) навантаження у вигляді виробничих, житлових та загальних будівель задаються окремо.

Теплові навантаження задаються для чотирьох основних режимів роботи котельні:

- 1) *максимального* (зимового) – для розрахункової температури зовнішнього повітря для опалення;
- 2) *найбільш холодного місяця* – для середньої температури цього місяця;
- 3) *середнього опалювального періоду* – для середньої температури цього періоду;
- 4) *літнього*.

Задаються: параметри теплоносіїв згідно з видом теплоспоживання; параметри пари на виході з котельні з урахуванням зниження тиску і температури у зовнішніх теплових мережах; масова витрата та спосіб повернення конденсату в котельню; система гарячого водопостачання; тривалість теплових навантажень протягом доби і року.

Для великих систем теплопостачання додаються графіки споживання теплоти: *добові* — технологічної пари або гарячої води в різні періоди року (для робочих та вихідних днів); *річні* — пари або гарячої води; *суміщені* — технологічного навантаження за тривалістю. В такому ж обсязі подаються графіки комунально-побутових навантажень.

Зазначаються вторинні енергоресурси для видів теплопостачання: м'ята пара від молотів і пресів, гаряча вода, димові гази і промислові відходи. Наводяться відомості про їх масові витрати, режими виходу та параметри.

Теплові навантаження зазначаються без втрат у зовнішніх теплових мережах. При наявності об'єктів, що кооперуються, теплові потужності

кожного з них подаються у вигляді окремих таблиць.

Оскільки відомості про теплові навантаження і параметри теплоносіїв, які одержуються від замовника, не завжди відбивають специфіку проектування джерела теплопостачання, рекомендується перед початком проектування котельні ретельно їх проаналізувати.

1.4 Обсяг і зміст проектної документації

Проект. У проекті котельні обґрунтовується вибір оптимальних технічних рішень, які забезпечують мінімальні приведені витрати і надійну експлуатацію котельні з найменшими експлуатаційними витратами. У ньому висвітлюються питання, пов'язані з додержанням вимог безпеки, санітарних і протипожежних норм, а також умов охорони повітряного та водного басейнів. Розробляється проект котельні з урахуванням сучасного рівня автоматизації та механізації технологічних процесів. У проекті складаються локальні, об'єктні та зведений кошториси на будівництво котельні, визначаються її енергетичні та техніко-економічні показники.

Проект котельні містить такі частини [1]: загальну; електротехнічну; частину, що стосується автоматизації та контрольно-вимірювальних приладів; архітектурно-будівельну; санітарно-технічну; частину, яка стосується генерального плану і транспорту; проект організації будівництва; техніко-економічну частину та кошториси; заходи щодо охорони водоймищ, ґрунту і атмосферного повітря від забруднення стічними водами та викидами з котельні.

Кожна частина проекту котельні складається:

- з пояснювальної записки, яка містить аналіз та обґрунтування прийнятих рішень, а також результати розрахунків у табличній формі;
- із замовних специфікацій і заявочних відомостей на обладнання і основні матеріали;
- із креслень;
- на стадії проекту котельні проробляються заходи щодо антикорозійного захисту її обладнання і будівельних конструкцій.

Робочий проект. Матеріали робочого проекту котельні, які передаються на затвердження, складаються з тих самих частин, що й матеріали її проекту.

Робоча документація. До робочої документації, яка розробляється проектною організацією, входять:

1. Робочі креслення всіх будівель та споруд котельні в технологічній і будівельній частинах (крім креслень обладнання), а також креслення генерального плану і внутрішньомайданчикових комунікацій в межах 500-метрової зони від будівлі котельні.
2. Технічні завдання і опитувальні листи заводам–виробникам на проектування, виготовлення, постачання основного та допоміжного технологічного обладнання котельні.
3. Технічні завдання спеціалізованій проектній або монтажній організації

на розроблення робочих креслень котельного і допоміжного обладнання, технічні завдання заводу–виробнику на постачання металоконструкцій.

4. Робочі конструктивні креслення трубопроводів (загальнокотельних, хім-водоочистки, газомазутних- та золо- і шлакопроводів, пневмотранспорту), які вважаються кресленнями обладнання.

5. Креслення нестандартного обладнання.

6. Креслення пристроїв, пов'язаних з охороною праці та технікою безпеки.

7. Креслення антикорозійного захисту конструкцій, обладнання і трубопроводів.

8. Переліки застосованих стандартів і нормалей, а також креслення типових конструкцій вузлів і деталей.

9. Замовні специфікації обладнання, що не увійшли в специфікацію проекту, а також нестандартного обладнання, приладів, арматури, труб, кабельних та інших виробів.

10. Уточнені відомості конструкцій, напівфабрикатів, деталей, виробів і матеріалів.

11. Відомості обсягів будівельно-монтажних робіт, які стосуються об'єктів будівництва і видів робіт.

До складу робочих креслень котельні входять також креслення типових і запозичених економічних індивідуальних проектів.

Використання типових проектів. Для об'єктів, будівництво яких намічено вести за типовими проектами, проектна організація видає замовнику повний комплект типових креслень, прив'язаних до конкретної площадки будівництва (з внесенням змін, зумовлених застосуванням проекту, і розробкою в разі необхідності додаткових креслень).

В процесі проектування слід використовувати типові проекти і вузли споруд, а також допоміжних будівель котелень. В разі прив'язування типових проектів допускається вносити в них зміни з метою підвищення економічної ефективності і зниження вартості будівництва. В матеріалах прив'язування типового проекту додаються обґрунтування внесених змін і порівняння техніко-економічних показників затвердженого та відкорегованого проекту.

1.5 Класифікація котелень

Котельні систем централізованого теплопостачання поділяються на *районні, квартальні, групові та котельні підприємств* [4]. Перші призначені для постачання теплотою усіх споживачів району житлової забудови або промислового вузла і входять до складу підприємств об'єднаних котелень та теплових мереж, а другі і треті – для теплопостачання одного чи кількох кварталів, групи житлових будинків або громадських будівель і проектується в разі незначних питомих теплових навантажень, входячи до складу підприємств, об'єднаних котельнею та тепловою мережею. *Котельні підприємств* — це котельні, які є на промислових підприємствах і використовуються для теплопостачання цих підприємств, їхніх житлових фондів, а

також інших промислових підприємств, передбачених схемою теплопостачання в порядку кооперування.

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

- *промислові*, що використовуються для технологічного постачання парою 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 й гарячого водопостачання промислових підприємств, житлових і громадських будівель.

Квартальні та групові котельні, як правило, є *опалювальними*.

Котельні всіх типів класифікуються за такими ознаками:

- 1) за типом котлів (*парові; водогрійні, пароводогрійні* – з паровими і водогрійними або пароводогрійними котлами);
- 2) за видом робочого палива (котельні, які працюють на *газоподібному, рідкому чи твердому* паливі);
- 3) за видом теплоносія і схемою відпуску теплоти (котельні, що відпускають пару з *поверненням* або *без повернення* конденсату; котельні, які відпускають теплоту в *закриту* чи *відкриту* систему теплопостачання; котельні, що відпускають пару і гарячу воду за переліченими схемами в їх *різних поєднаннях*);
- 4) за способом розміщення на генеральному плані (*вбудовані, прибудовані, відокремлені*);
- 5) за технологічною структурою (*блочні, неблочні*);
- 6) за компонуванням обладнання (*закриті, напіввідкриті, відкриті*);
- 7) за режимом роботи (*базові, районні, пікові*, які працюють сумісно з ТЕЦ).

1.6 Загальні відомості про теплові схеми котелень

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

На *принциповій* тепловій схемі котельні показують лише її головне устаткування (котлоагрегати, підігрівники, деаератори, насоси) і основні трубопроводи без арматури, найрізноманітніших допоміжних пристроїв та другорядних трубопроводів і без уточнення кількості та розташування обладнання.

Розгорнута теплова схема котельні містить все встановлене устаткування, а також усі трубопроводи, які з'єднують обладнання, із запірною та регулювальною арматурою. Якщо об'єднати в розгорнутій тепловій схемі велику кількість елементів та обладнання котельні, то цю схему поділяють

на частини відповідно до технологічного процесу. Наприклад, як самостійні виконують теплові схеми підготовки води, продування парових котлів тощо.

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

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

2 РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ СХЕМ ПАРОВИХ КОТЕЛЕНЬ

Розрахунок котельні полягає у складанні та розв'язанні матеріальних та теплових балансів потоків теплоносіїв. Група теплових та матеріальних балансів складають систему рівнянь. Розв'язання цієї системи рівнянь можна здійснювати різними методами [4, 5]. Авторами даного посібника пропонується розв'язувати систему методом підстановки : в усіх рівняннях теплових і матеріальних балансів відомі величини підставляються у вигляді чисел, невідомі залишаються у вигляді позначень.

2.1 Розрахунки споживачів пари

Потужність споживача пари як промислового, так і теплофікаційного, за умови відсутності використання конденсату споживачем, визначається за формулою, кВт

$$Q_{\text{сп}} = D_{\text{сп}} \cdot (h_{\text{сп}} - h_{\text{к1}}) \quad , \quad (2.1)$$

де $D_{\text{сп}}$ – витрата пари споживачем, кг/с;

$h_{\text{сп}}$, $h_{\text{к1}}$ – ентальпія пари, що відпускається споживачу, та конденсату, що від нього повертається, відповідно, кДж/кг [6].

В зв'язку з втратами теплоти в трубопроводах ентальпія конденсату на виході від споживача $h_{\text{к1}}$ може відрізнитись від ентальпії конденсату, що надходить в деаератор $h_{\text{к2}}$.

Ентальпії конденсатів і додаткової води визначаються за формулами

$$h_{\text{к}} = c_{\text{в}} \cdot t_{\text{к}} \quad , \quad h_{\text{дв}} = c_{\text{в}} \cdot t_{\text{дв}} \quad , \quad (2.2)$$

де $c_{\text{в}}$ – теплоємність води, кДж/кг. В розрахунках котелень теплоємність конденсатів та додаткової води приймається $c_{\text{в}} = 4,19$ кДж/(кг · К).

Якщо споживач використовує частину конденсату, то його потужність визначається за формулою

$$Q_{\text{сп}} = D_{\text{сп}} \cdot (h_{\text{сп}} - h_{\text{к}}) + (1 - \alpha_{\text{к}}) \cdot D_{\text{сп}} \cdot (h_{\text{к}} - h_{\text{хв}}), \quad (2.3)$$

де $\alpha_{\text{к}}$ – частка конденсату, що повертається від споживача;

$h_{\text{хв}}$ – ентальпія холодної води, в розрахунках приймається $h_{\text{хв}} = 5.4,19 = 21 \text{ кДж/кг}$.

В реальних теплових схемах промислових підприємств не завжди в котельню повертається весь конденсат споживаної пари через негерметичність трубопроводів та обладнання, тоді витрата конденсату від споживача пари визначається з урахуванням частки повернення конденсату в деаератор $\beta_{\text{к}}$

$$G_{\text{к}} = D_{\text{сп}} \cdot \beta_{\text{к}} \quad . \quad (2.4)$$

Парове теплофікаційне навантаження

Потужність системи теплофікації (див. рис. 2.1) можна визначити за формулою, кВт

$$Q_{\text{тф}} = G_{\text{тм}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{пр}} - t_{\text{зв}}) \quad , \quad (2.5)$$

де $G_{\text{тм}}$ – витрата води в тепловій мережі, кг/с;

$t_{\text{пр}}$, $t_{\text{зв}}$ – температури води в прямому та зворотному трубопроводах, які визначаються температурним графіком теплової мережі.

2.2 Баланс парового котлоагрегату

Живильна вода, що входить в паровий котел з витратою $G_{\text{жв}}$ і параметрами ($P_{\text{жв}}$, $t_{\text{жв}}$, $h_{\text{жв}}$) витрачається на (рис. 2.2):

- підготовку пари з відповідними параметрами (P_0 , t_0 , h_0) і витратою D_0 ;
- продувку барабана котла в кількості ($p \cdot D_0$, $h_{\text{пр}}$), причому частка продувальної води складає $p = 0,02 \dots 0,05$;
- власні потреби котла з кількістю пари ($q_{\text{вп}} \cdot D_0$) і ентальпією h_0 , причому частка власних потреб складає $q_{\text{вп}} = 0,02 \dots 0,04$.

Ентальпія продувальної води $h_{\text{пр}}$ відповідає стану насичення для тиску в барабані P_6 [6]. Тиск в барабані котла можна приймати на 1 бар більше тиску пари на виході з котла.

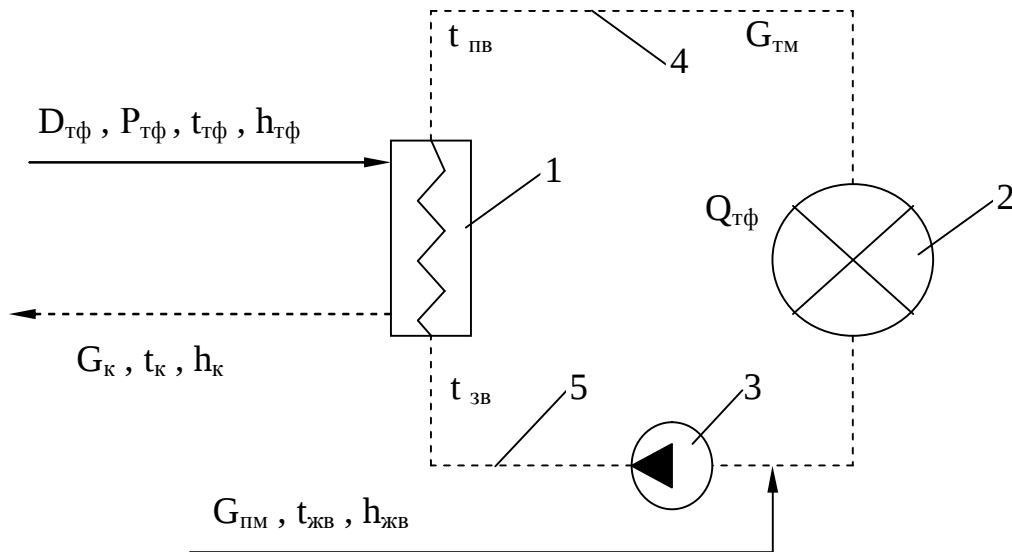


Рисунок 2.1 – Схема потоків теплофікаційного споживача пари: 1 – паровий теплофікаційний теплообмінник; 2 – теплофікаційний споживач; 3 – мережний насос; 4,5 – прямий та зворотний трубопроводи тепломережі

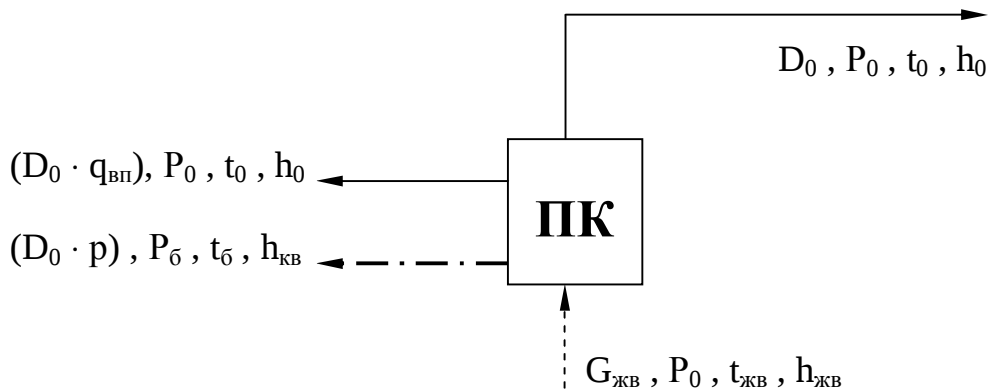


Рисунок 2.2 – Схема потоків парового котлоагрегату

Ентальпія живильної води $h_{жв}$ визначається за станом насичення для тиску в деаераторі [6]. Якщо в умові не вказано тип деаератора, то приймають, що деаератор – атмосферний: тиск в ньому $P_d = 0,12$ МПа, температура $t_{жв} = 104$ °С, ентальпія $h_{жв} = 435,8$ кДж/кг.

Матеріальний баланс котлоагрегату

$$G_{жв} = D_0 + D_0 \cdot p + D_0 \cdot a_{en} = D_0 \cdot (1 + p + a_{en}) \quad (2.6)$$

Теплова потужність парового котла, кВт

$$Q_K = (D_0 + D_0 \cdot \alpha_{вп}) \cdot (h_0 - h_{жв}) + D_0 \cdot p \cdot (h_{кв} - h_{жв}) \quad (2.7)$$

2.3 Баланси редуційно-охолоджувальних установок

Редуційно-охолоджувальна установка (РОУ) призначена для забезпечення споживачів паром з певними параметрами (тиском P , температурою t). Редукування пари відбувається за допомогою дросельного клапану, а охолодження – вприскуванням живильної води в потік гострої пари, що надходить в РОУ (рис. 2.3).

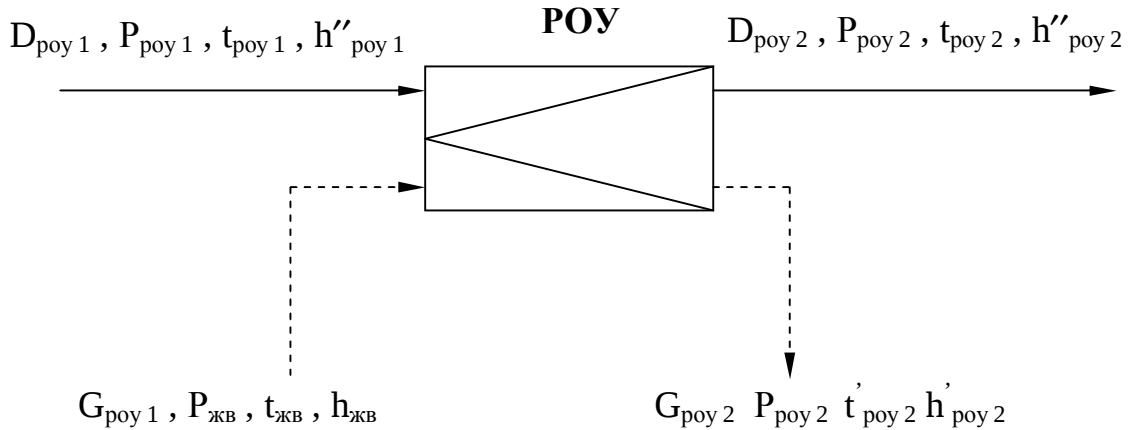


Рисунок 2.3 – Схема потоків РОУ

Частина живильної води в РОУ випаровується, а решта відводиться з РОУ в стані насичення при тиску $P_{roy 2}$.

Частка живильної води, що в РОУ перетворюється на пару, ϕ складає 80...90 %. Далі в розрахунках будемо приймати $\phi = 0,8$. Тоді

$$\phi = (G_{roy 1} - G_{roy 2}) / G_{roy 1} = 0,8 \quad (2.8)$$

Після перетворень рівняння (2.8) одержимо

$$G_{roy 2} = 0,2 \cdot G_{roy 1} \quad (2.9)$$

Для розрахунку РОУ необхідно скласти її матеріальний та тепловий баланси:

$$D_{roy 1} + G_{roy 1} = D_{roy 2} + G_{roy 2} \quad (2.10)$$

$$D_{roy 1} \cdot h''_{roy 1} + G_{roy 1} \cdot h_{жв} = D_{roy 2} \cdot h''_{roy 2} + G_{roy 2} \cdot h'_{roy 2} \quad (2.11)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (2.10) і (2.11) з урахуванням (2.9), одержимо результат у вигляді величини витрати охолодної води на одиницю гострої пари, кг/кг

$$g = \frac{G_{roy 1}}{D_{roy 1}} = \frac{h_{roy 1} - h''_{roy 2}}{h'_{roy 2} - h_{жв} + \phi \cdot (h''_{roy 2} - h'_{roy 2})} \quad (2.12)$$

2.4 Баланси розширника безперервної продувки

Розширник безперервної продувки (РБП) призначений для відділен-

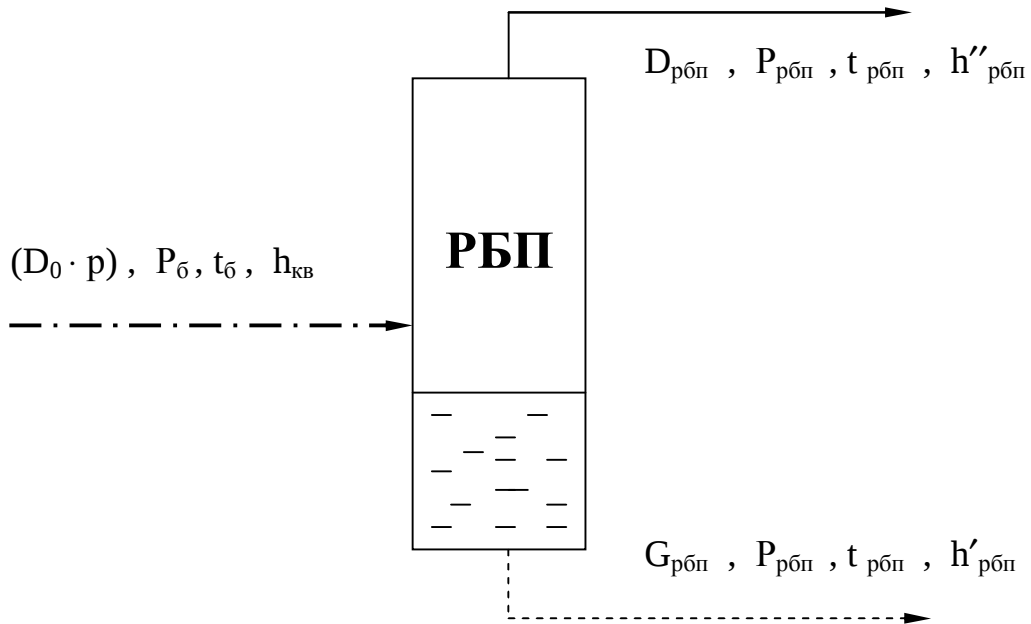


Рисунок 2.4 – Схема потоків розширника безперервної продувки

ня парів вторинного скипання продувальної води парового котла (рис. 2.4).

Теплота насиченого конденсату з РБП може використовуватись для підігрівання додаткової води перед деаератором, а насичена пара вторинного скипання з РБП відводиться в деаератор. Для нормальної роботи схеми з РБП необхідно аби тиск в ньому $P_{\text{РБП}}$ був більшим за тиск в деаераторі $P_{\text{д}}$.

Складаємо матеріальний та тепловий баланс РБП

$$(D_0 \cdot p) = G_{\text{рбп}} + D_{\text{рбп}} . \quad (2.13)$$

$$(D_0 \cdot p) \cdot h_{\text{кв}} = G_{\text{рбп}} \cdot h'_{\text{рбп}} + D_{\text{рбп}} \cdot h''_{\text{рбп}} . \quad (2.14)$$

На підставі (2.13) і (2.14) одержимо

$$D_{\text{рбп}} = (p \cdot D_0) \cdot \frac{h_{\text{кв}} - h'_{\text{рбп}}}{h''_{\text{рбп}} - h'_{\text{рбп}}} . \quad (2.15)$$

При цьому
$$G_{\text{рбп}} = (p \cdot D_0) - D_{\text{рбп}} . \quad (2.16)$$

2.5 Баланси деаератора

Деаератор призначений для видалення розчинених газів із живильної води. В схемах, що розглядаються в посібнику, використовується термічна деаерація, тобто видалення газів за рахунок нагрівання води до стану наси-

чення. В деаераторі збираються всі конденсати, що повертаються в котельню, додаткова вода, пара з РБП. Для доведення цієї суміші до температури насичення в деаератор підводиться пара певного тиску з витратою D_d . Для розрахунків теплових схем парових котелень складають матеріальний та тепловий баланси деаератора. В більшості випадків в результаті матеріального балансу визначають витрату додаткової води $G_{дв}$, а в результаті теплового балансу – витрату пари на деаератор D_d .

Додаткова вода надходить в деаератор для покриття втрат води і пари в трубопроводах та теплообмінному обладнанні. Ентальпія додаткової води $h_{дв}$ відповідає температурі води після станції хімводоочистки і складає $h_{дв} = 4,19 \cdot 20 = 84$ кДж/кг.

3 РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ СХЕМ ВОДОГРІЙНИХ ТА ПАРОВОДОГРІЙНИХ КОТЕЛЕНЬ

Теплові розрахунки як водогрійної, так і парової котельні полягають у складанні та розв'язанні матеріальних та теплових балансів потоків теплоносіїв в трубопроводах котельні. Споживачем теплоти водогрійної котельні є системи опалення, вентиляції та гарячого водопостачання. Теплота відпускається в теплову мережу з нагрітою водою. Температури в прямому та зворотному трубопроводах називаються температурним режимом теплової мережі, наприклад, режим 150/90 означає, що мережна вода з котельні відпускається споживачам з температурою 150°C , а повертається в котельню з температурою 90°C (за винятком схем з послідовним підключенням споживачів).

Побудова теплової схеми водогрійної котельні та її розрахунки можуть виконуватись за різними методиками в залежності від :

- виду системи теплопостачання (відкрита, замкнута);
- устаткованого деаератора (атмосферний, вакуумний);
- варіанта підключення споживачів до теплової мережі;
- обраної схеми обігріву теплообмінників в лініях сирої води.

Система теплопостачання називається **відкритою**, якщо для потреб гарячого водопостачання споживачів частково чи повністю використовується мережна вода.

Система теплопостачання називається **замкнутою**, якщо вода на гаряче водопостачання нагрівається від мережної води в рекуперативних теплообмінниках.

3.1 Розрахунки споживачів теплоти

Схеми підключення споживачів в теплових пунктах тепломережі залежать, в першу чергу, від системи теплопостачання (відкрита, замкнута) та від співвідношення потужностей систем опалення $Q_{оп}$ і вентиляції та системи гарячого водопостачання $Q_{гвп}$. Можливе паралельне, послідовне,

змішане підключення споживачів, крім того, підігрівники гарячого водопостачання можуть бути одно- та двоступінчастими.

Спочатку розглянемо **паралельне підключення** до закритої системи тепlopостачання (рис. 3.1). Такий варіант використовується, коли навантаження гарячого водопостачання не менше 120% від навантаження опалення.

Для запропонованої схеми визначимо витрату мережної води на потреби системи опалення, кг/с

$$G_{TM}^{оп} = Q_{оп} / [c_v \cdot (t_{пр}' - t_{зв}') \cdot \eta_{то}], \quad (3.1)$$

де $Q_{оп}$ – потужність теплообмінника системи опалення, кВт;

$t_{пр}'$, $t_{зв}'$ – температура води в прямому та зворотному трубопроводах теплової мережі в тепловому пункті, $^{\circ}C$.

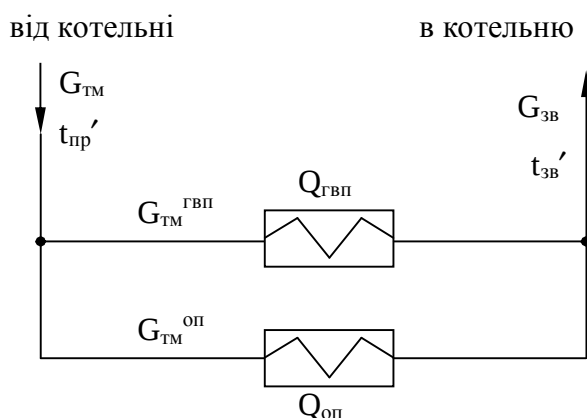


Рисунок 3.1 – Схема паралельного підключення споживачів до закритої системи тепlopостачання

споживача, кг/с

$$G_{зв} = G_{TM}. \quad (3.4)$$

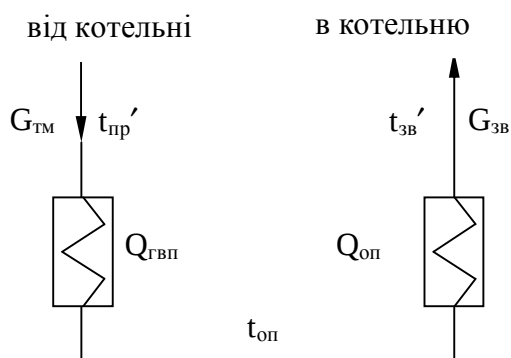


Рисунок 3.2 – Схема послідовного підключення ГВП до закритої системи тепlopостачання

Витрата мережної води на теплообмінник системи гарячого водопостачання (ГВП), кг/с

$$G_{TM}^{ГВП} = Q_{ГВП} / [c_v \cdot (t_{пр}' - t_{зв}') \cdot \eta_{то}], \quad (3.2)$$

де $Q_{ГВП}$ – потужність теплообмінника системи ГВП, кВт.

Загальна витрата мережної води, кг/с

$$G_{TM} = G_{TM}^{оп} + G_{TM}^{ГВП}. \quad (3.3)$$

Витрата мережної води на виході з теплового пункту

В тих випадках, коли потужність системи гарячого водопостачання менша 10% від потужності системи опалення та вентиляції, в закритих системах використовується **послідовне підключення** теплообмінників гарячого водопостачання (рис. 3.2). Оскільки потужність гарячого водопостачання набагато менша потужності опалення, температуру на виході з підігрівників опалення $t_{оп}$ приймають рівною температурі мережної води в зворотному трубопроводі, згідно з температурним графіком теплової мережі $t_{зв}$.

Оскільки підігрівники споживачів підключені послідовно, то витрата мережної води на потреби системи опалення та гарячого водопостачання дорівнюватиме, кг/с

$$G_{TM}^{ГВП} = G_{TM}^{ОП} = G_{TM} = G_{ЗВ}. \quad (3.5)$$

Витрату мережної води можна визначити, кг/с

$$G_{TM} = Q_{ОП} / [c_B \cdot (t_{пр}' - t_{оп}') \cdot \eta_{ТО}]. \quad (3.6)$$

Температура мережної води на виході з теплового пункту, °С

$$t'_{ЗВ} = t_{оп} - Q_{ГВП} \cdot \eta_{ТО} / (c_B \cdot G_{TM}). \quad (3.7)$$

У випадку **відкритої системи теплопостачання** вода на потреби гарячого водопостачання готується змішуванням води із зворотного і прямого трубопроводів теплової мережі та сирі води в змішувальному теплообміннику (ЗТО) (рис.3.3).

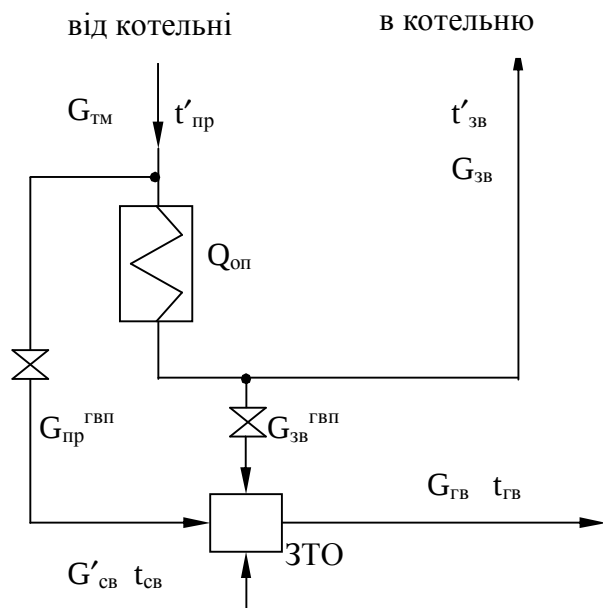


Рисунок 3.3 – Схема підключення споживачів до відкритої системи теплопостачання

ломережі $G_{ЗВ}^{ГВП}$ та сирі води $G'_{св}$, а $G_{пр}^{ГВП} = 0$. Тоді матеріальний і тепловий баланси змішувального теплообмінника можна записати

$$G_{ГВ} = G_{ЗВ}^{ГВП} + G'_{св}, \quad (3.9)$$

$$G_{ГВ} \cdot c_B \cdot t_{ГВ} = G_{ЗВ}^{ГВП} \cdot c_B \cdot t'_{ЗВ} + G'_{св} \cdot c_B \cdot t_{св}. \quad (3.10)$$

Розв'язуючи ці рівняння можна записати, кг/с

$$G_{ЗВ}^{ГВП} = G_{ГВ} \cdot [(t_{ГВ} - t_{св}) / (t'_{ЗВ} - t_{св})], \quad (3.11)$$

Витрата гарячої води в системі гарячого водопостачання визначається за формулою, кг/с

$$G_{ГВ} = Q_{ГВП} / [c_B \cdot (t_{ГВ} - t_{св})], \quad (3.8)$$

де $t_{ГВ}$ – температура води, що відпускається на гаряче водопостачання, яка приймається рівною 60 °С;

$t_{св}$ – температура сирі води, °С.

В залежності від температури води в зворотному трубопроводі теплової мережі $t_{ЗВ}$ вибирають метод змішування води для гарячого водопостачання.

Якщо виконується умова $t'_{ЗВ} > t_{ГВ}$, тобто $t'_{ЗВ} > 60$ °С, то воду для гарячого водопостачання готують змішуванням води із зворотного трубопроводу теплової мережі

тоді
$$G'_{\text{св}} = G_{\text{ГВ}} - G_{\text{ЗВ}}^{\text{ГВП}} . \quad (3.12)$$

Витрата води, що надходить від котельні, кг/с

$$G_{\text{ТМ}} = G_{\text{ТМ}}^{\text{оп}} , \quad (3.13)$$

де $G_{\text{ТМ}}^{\text{оп}}$ – витрата мережної води, що проходить через теплообмінник системи опалення, визначається за формулою (3.1).

Витрата мережної води, що виходить з теплового пункту, кг/с

$$G_{\text{ЗВ}} = G_{\text{ТМ}} - G_{\text{ЗВ}}^{\text{ГВП}} = G_{\text{ТМ}}^{\text{оп}} - G_{\text{ЗВ}}^{\text{ГВП}} . \quad (3.14)$$

У випадку, коли $t'_{\text{ЗВ}} < t_{\text{ГВ}}$, тобто $t'_{\text{ЗВ}} < 60^{\circ}\text{C}$, воду для гарячого водопостачання готують змішуванням води із прямого трубопроводу $G_{\text{пр}}^{\text{ГВП}}$ та зворотного трубопроводу $G_{\text{ЗВ}}^{\text{ГВП}}$ тепломережі, а $G'_{\text{св}} = 0$. Тоді матеріальний і тепловий баланси змішувального теплообмінника можна записати

$$G_{\text{ГВ}} = G_{\text{пр}}^{\text{ГВП}} + G_{\text{ЗВ}}^{\text{ГВП}} , \quad (3.15)$$

$$G_{\text{ГВ}} \cdot c_{\text{в}} \cdot t_{\text{ГВ}} = G_{\text{пр}}^{\text{ГВП}} \cdot c_{\text{в}} \cdot t'_{\text{пр}} + G_{\text{ЗВ}}^{\text{ГВП}} \cdot c_{\text{в}} \cdot t'_{\text{ЗВ}} . \quad (3.16)$$

Розв'язання системи цих рівнянь дає, кг/с

$$G_{\text{пр}}^{\text{ГВП}} = G_{\text{ГВ}} \cdot [(t_{\text{ГВ}} - t'_{\text{ЗВ}})/(t'_{\text{пр}} - t'_{\text{ЗВ}})] , \quad (3.17)$$

в той же час
$$G_{\text{ЗВ}}^{\text{ГВП}} = G_{\text{ГВ}} - G_{\text{пр}}^{\text{ГВП}} . \quad (3.18)$$

Тоді витрата води, що надходить в тепловий пункт від котельні, кг/с

$$G_{\text{ТМ}} = G_{\text{ТМ}}^{\text{оп}} + G_{\text{пр}}^{\text{ГВП}} , \quad (3.19)$$

де $G_{\text{оп}}$ – витрата мережної води, що визначається за (3.1).

Витрата мережної води, що виходить з теплового пункту, кг/с

$$G_{\text{ЗВ}} = G_{\text{ТМ}} - G_{\text{пр}}^{\text{ГВП}} - G_{\text{ЗВ}}^{\text{ГВП}} = G_{\text{ТМ}}^{\text{оп}} - G_{\text{ЗВ}}^{\text{ГВП}} . \quad (3.20)$$

В крайньому випадку, коли $t_{\text{ЗВ}} = t_{\text{ГВ}}$, тобто $t'_{\text{ЗВ}} = 60^{\circ}\text{C}$, воду для гарячого водопостачання беруть із зворотного трубопроводу тепломережі, при цьому $G_{\text{пр}}^{\text{ГВП}} = G'_{\text{св}} = 0$, а $G_{\text{ЗВ}}^{\text{ГВП}} = G_{\text{ГВ}}$.

Тоді витрата води, що надходить в тепловий пункт від котельні, кг/с

$$G_{\text{ТМ}} = G_{\text{ТМ}}^{\text{оп}} . \quad (3.21)$$

Витрата мережної води, що виходить з теплового пункту, кг/с

$$G_{\text{ЗВ}} = G_{\text{ТМ}} - G_{\text{ЗВ}}^{\text{ГВП}} . \quad (3.22)$$

Якщо, крім умови $t_{\text{ЗВ}} = t_{\text{ГВ}}$, витрати води із зворотного трубопроводу недостатньо для потреб ГВП, тобто виконується умова $G_{\text{ГВ}} > G_{\text{ЗВ}}$, то в змішувальний теплообмінник подають воду із прямого трубопроводу тепломережі $G_{\text{пр}}^{\text{ГВП}}$ та сиру воду $G'_{\text{св}}$. Тоді матеріальний і тепловий баланси змішувального теплообмінника можна записати

$$G_{\text{ГВ}} = G_{\text{пр}}^{\text{ГВП}} + G'_{\text{св}} , \quad (3.23)$$

$$G_{ГВ} \cdot c_B \cdot t_{ГВ} = G_{пр}^{ГВП} \cdot c_B \cdot t'_{пр} + G'_{св} \cdot c_B \cdot t_{св}. \quad (3.24)$$

Тоді витрата води з прямого трубопроводу тепломережі та сирій води визначається за формулами , кг/с

$$G_{пр}^{ГВП} = G_{ГВ} \cdot [(t_{ГВ} - t_{св}) / (t'_{пр} - t_{св})] , \quad (3.25)$$

$$G'_{св} = G_{ГВ} - G_{пр}^{ГВП} . \quad (3.26)$$

Витрата води, що надходить в тепловий пункт від котельні, кг/с

$$G_{ТМ} = G_{ТМ}^{оп} + G_{пр}^{ГВП} . \quad (3.27)$$

Витрата мережної води, що виходить з теплового пункту, кг/с

$$G_{зв} = G_{ТМ} - G_{пр}^{ГВП} = G_{ТМ}^{оп} . \quad (3.28)$$

Регулювання витрат води в залежності від їх температур відбувається за допомогою автоматичних пристроїв.

3.2 Розрахунки схем підготовки додаткової води

Витрата додаткової води для закритих систем теплопостачання визначається в залежності від втрат води в тепломережах, кг/с

$$G_{дв} = G_{ТМ} \cdot \alpha_{втр} , \quad (3.29)$$

де $\alpha_{втр}$ – частка втрат мережної води, пов'язаних з витіканням води в мережах.

Для відкритих систем теплопостачання крім витікань мережна вода витрачається на потреби гарячого водопостачання, кг/с

$$G_{дв} = 0,5 \cdot (G_{ТМ} + G_{зв}) \cdot \alpha_{втр} + G_{пр}^{ГВП} + G_{зв}^{ГВП} . \quad (3.30)$$

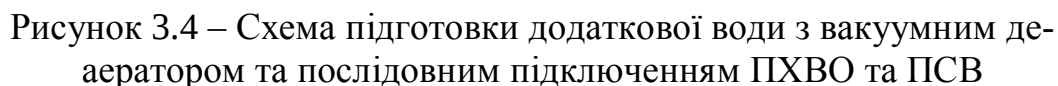
Підготовка додаткової води полягає в її хімічному очищенні на станції хімводоочистки (ХВО) і деаерації (видаленні розчинених газів). Після цього додаткова вода за допомогою підживлювального насосу (ПН) надходить в зворотній трубопровід тепломережі.

Подача сирій води в систему підготовки відбувається за допомогою насоса сирій води (НСВ).

Станція ХВО має певні витрати води на власні потреби, які пов'язані з процесами регенерації фільтрів, промиванням установки тощо. Якщо такі витрати складають біля 20 % від кількості очищеної додаткової води, то витрата сирій води перед ХВО, кг/с

$$G_{св} = G_{дв} \cdot 1,2 . \quad (3.31)$$

В схемах підготовки води на водогрійних котельнях використовують деаератори вакуумні ДВ та ДСВ (рис. 3.4 та 3.5) та атмосферні ДА і ДСА

[illegible]

деаератори готують воду з температурою насичення біля $t_d = 104\text{ }^{\circ}\text{C}$, а ва-

куумні за рахунок відсмоктування парогазової суміші і утворення тиску в деаeratorі 0,03 МПа, – воду з температурою насичення $t_d = 70^\circ\text{C}$.

Низька різниця ентальпій води на виході з деаератора ($G_{\text{пм}}$, t_d) та води з котла, якою заживлений деаератор (G_d , t_k''), вимагає догріву додаткової води перед деаератором до температур близьких до температури t_d . Так для вакуумних деаераторів ця температура складає $t_{\text{дв}} = 68^\circ\text{C}$, а для атмосферних $t_{\text{дв}} = 90^\circ\text{C}$.

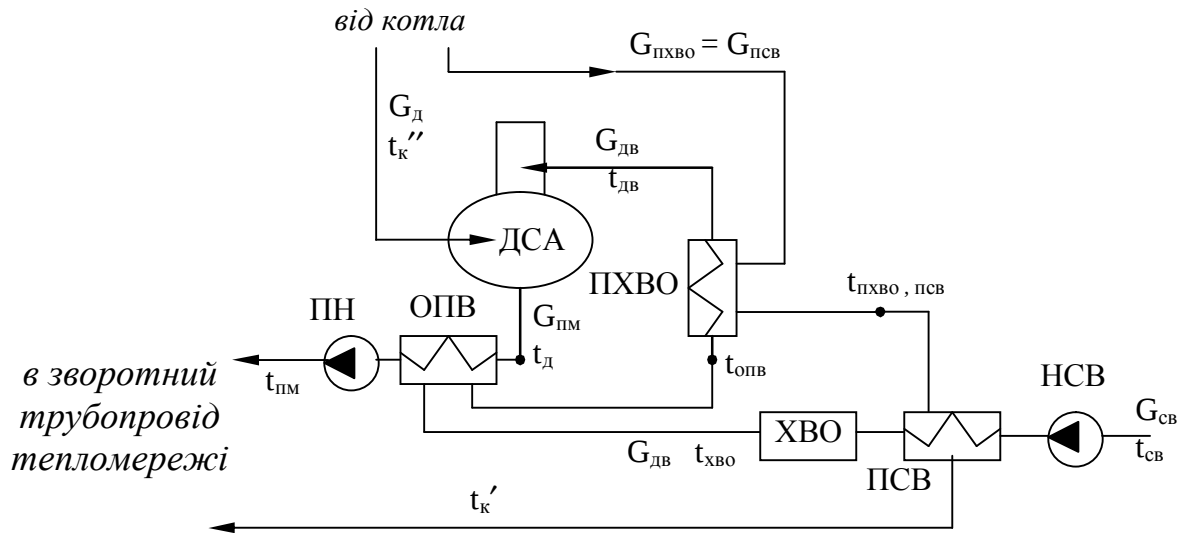


Рисунок 3.6 – Схема підготовки додаткової води з атмосферним деаератором та послідовним підключенням ПХВО та ПСВ.

Для відповідного нагріву додаткової води встановлюються так звані підігрівники води після хімводоочистки ПХВО.

Так само, як і в підігрівниках сирової води, нагрівання відбувається за рахунок те-

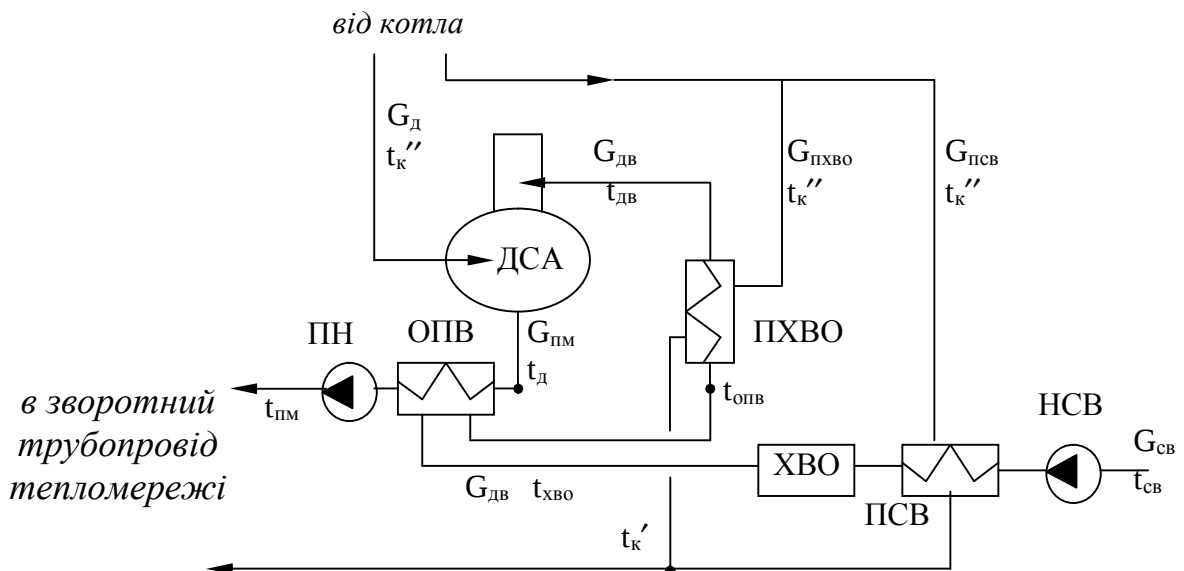


Рисунок 3.7 – Схема підготовки додаткової води з атмосферним деаератором та паралельним ПХВО та ПСВ

плоти води, що надходить після водогрійного котла.

В залежності від прийнятої схеми компонування котельні підігрівники ПСВ та ПХВО можуть підключатись послідовно (рис. 3.4, 3.6) або паралельно (рис. 3.5, 3.7). Температура грійної води, що живить підігрівники ПХВО та ПСВ, на вході в зворотний трубопровід теплової мережі повинна дорівнювати розрахунковій температурі мережної води на вході в котел t'_k .

Температура води на вході в котел залежить від виду палива, на якому працює котел. Це пов'язано з можливістю конденсації водяної пари на стінках труб і виникненням низькотемпературної корозії останніх. Оптимальні температури перебувають в діапазоні 70...90 °С. Тому розрахункова температура води на вході в котли, що працюють на природному газі приймається 70 °С, на мазуті та твердому паливі – 90 °С.

Виходячи з умов ефективної роботи котельні, вода, що йде на підживлення теплової мережі, повинна мати температуру $t_{пм}$, яка дорівнює температурі води на вході в котел t'_k .

Тому в схемах з атмосферними деаераторами підживлювальну воду охолоджують від температури t_d до температури $t_{пм} = t'_k$. Для цього встановлюють додаткові теплообмінники – охолодники підживлювальної води (ОПВ). Отриману теплоту слід використовувати для часткового нагрівання додаткової води після хімводоочистки (ХВО) від $t_{хво}$ до $t_{опв}$ перед остаточним догріванням в ПХВО.

В схемах з вакуумним деаератором температура підживлювальної води завжди залишається рівною температурі на виході з деаератора $t_{пм} = t_d = 70$ °С незалежно від виду палива.

Запишемо рівняння для визначення витрат та потужностей для різних елементів схем, представлених на рис.3.4 – 3.7.

Теплова потужність підігрівника ПСВ для всіх схем, кВт

$$Q_{псв} = G_{св} \cdot c_v \cdot (t_{хво} - t_{св}) \quad , \quad (3.32)$$

де $G_{св}$ – витрата сирової води, що визначається за формулою (3.31), кг/с;

$t_{св}$ – температура сирової води, °С.

Теплова потужність підігрівника ПХВО з боку додаткової води, кВт – для схем з вакуумним деаератором

$$Q_{пхво} = G_{дв} \cdot c_v \cdot (t_{дв} - t_{хво}) \quad . \quad (3.33)$$

– для схем з атмосферним деаератором

$$Q_{пхво} = G_{дв} \cdot c_v \cdot (t_{дв} - t_{опв}) \quad . \quad (3.34)$$

Потужність охолодника підживлювальної води, кВт

– збоку додаткової води

$$Q_{опв} = G_{дв} \cdot c_v \cdot (t_{опв} - t_{хво}) / \eta_{то} \quad , \quad (3.35)$$

– збоку підживлювальної води

$$Q_{\text{опв}} = G_{\text{пм}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{д}} - t_{\text{пм}}) . \quad (3.36)$$

Для визначення співвідношення витрати підживлювальної, додаткової та грійної води для деаератора складають його матеріальний та тепловий баланси:

$$G_{\text{дв}} + G_{\text{д}} = G_{\text{пм}} \quad ; \quad (3.37)$$

$$G_{\text{дв}} \cdot t_{\text{дв}} + G_{\text{д}} \cdot t_{\text{к}}'' = G_{\text{пм}} \cdot t_{\text{д}} . \quad (3.38)$$

Вирішення системи з цих двох рівнянь дозволяє отримати залежності для визначення витрат теплоносіїв, кг/с

$$G_{\text{д}} = G_{\text{дв}} \cdot (t_{\text{д}} - t_{\text{дв}}) / (t_{\text{к}}'' - t_{\text{дв}}) ; \quad (3.39)$$

$$G_{\text{пм}} = G_{\text{дв}} + G_{\text{д}} . \quad (3.40)$$

У випадку паралельного підключення підігрівників сирії ПСВ та хімочищеної води ПХВО, витрати грійної води можна визначити за формулами, кг/с

$$G_{\text{псв}} = Q_{\text{псв}} / [c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}') \cdot \eta_{\text{то}}] ; \quad (3.41)$$

$$G_{\text{пхво}} = Q_{\text{пхво}} / [c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}') \cdot \eta_{\text{то}}] . \quad (3.42)$$

Якщо ці підігрівники заживлені послідовно, то можна розглядати їх як один теплообмінник з сумарною потужністю і температурою грійної води на вході і виході $t_{\text{к}}''$ і $t_{\text{к}}'$, відповідно, тоді витрата грійної води, кг/с

$$G_{\text{пхво,псв}} = (Q_{\text{пхво}} + Q_{\text{псв}}) / [c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}') \cdot \eta_{\text{то}}] . \quad (3.43)$$

В загальному випадку розрахунків водогрійної котельні слід враховувати нагрів води в охолоднику випару з деаератора, але на практиці ця величина незначна і не впливає на результати розрахунків теплової схеми.

3.3 Розрахунки параметрів в мережних лініях

На території котельні в зворотній трубопроводі теплової мережі надходить котлова вода після підігрівників сирії ПСВ та хімочищеної води ПХВО з температурою $t_{\text{к}}'$, крім того для покриття втрат теплоносія в теплових мережах в зворотній трубопроводі надходить підживлювальна вода з температурою $t_{\text{пм}}$ (рис. 3.8).

Температуру та витрату мережної води перед мережним насосом (МН) можна визначити за допомогою матеріального та теплового балансів потоків теплоносіїв

$$G_{\text{мн}} = G_{\text{зв}}^{\text{к}} + G_{\text{пм}} + G_{\text{пхво,псв}} , \quad (3.44)$$

$$G_{\text{мн}} \cdot t_{\text{мн}} = G_{\text{зв}}^{\text{к}} \cdot t_{\text{зв}}^{\text{к}} + G_{\text{пм}} \cdot t_{\text{пм}} + G_{\text{пхво,псв}} \cdot t_{\text{к}}' . \quad (3.45)$$

Атмосферний деаератор пароводогрійної котельні заживлений від парового котла напряму або через дросельний клапан, який знижує тиск з постійною ентальпією пари. Таке компонування дозволяє подавати додаткову воду в деаератор з будь-якою температурою, що спрощує схему підготовки додаткової води в котельні. Підготовлена вода після деаератора розділяється на два потоки: один через охолодник ОПВ іде на підживлення мережної води $G_{\text{пм}}$ з витратою, що дорівнює втратам води в тепломережі і безповоротному використанню на ГВП; другий на живлення парового котла $G_{\text{жв}}$. Підігрівник сирі води ПСВ заживлений від водогрійного котла. В ньому грієна вода охолоджується від $t_{\text{к}}''$ до $t_{\text{к}}'$. Сира вода прокачується насосом НСВ через підігрівник ПСВ надходить на хімоводоочистку. Додаткова вода $G_{\text{дв}}$ після ХВО охолоджує підживлювальну воду $G_{\text{пм}}$ від температури $t_{\text{д}}$ до $t_{\text{к}}'$, а сама нагрівається від $t_{\text{хво}}$ до $t_{\text{дв}}$ і надходить в деаератор. Для розрахунків елементів пароводогрійної котельні використовуються залежності наведені в розділах 2 і 3.

4 ВИБІР УСТАТКУВАННЯ КОТЕЛЕНЬ

Вибір типу, кількості, одиничної продуктивності котлів та іншого обладнання здійснюється відповідно до величин, отриманих в тепловому розрахунку котельні. Для зменшення капітальних та експлуатаційних витрат доцільно вибрати однотипне устаткування.

4.1 Вибір котлоагрегатів

В промислових та опалювальних котельнях використовують парові котлоагрегати з природною циркуляцією, прямоточні водогрійні котлоагрегати та комбіновані пароводогрійні котли.

Парові котлоагрегати котелень промислових підприємств за тиском пари та продуктивністю поділяються на :

- котли малої (до 25 т/год), середньої (25...75 т/год) та великої (100...160 т/год) паропроductивності.
- котли низького (0,9...2,4 МПа) та середнього тиску (до 4 МПа).

Водогрійні котлоагрегати за теплопродуктивністю поділяються на котли малої (до 11,6 МВт), середньої (11,6...34,8 МВт) і великої (58...209 МВт) теплопродуктивності.

Парові котли малої продуктивності виготовляються, наприклад, Бійським котельним заводом з газомазутними пальниками типу ДЕ продуктивністю 4; 6,5; 10; 16 та 25 т/год, а також з шаровими топками для вугілля КЕ продуктивністю 4; 6,5; 10; 25 т/год. Котли відпускають насичену чи слабо перегріту (наприклад $t = 250^{\circ}\text{C}$) пару тиском 1,4 та 2,4 МПа.

Парові котли середньої продуктивності – БМ паровидатністю 35 т/год тиском пари 4МПа з температурою насичення або з $t = 440^{\circ}\text{C}$.

Виготовляються також газомазутні котли ГМ – 50 – 14 та ГМ–50–14/250, що відпускають пару в кількості 50 т/год, тиском 1,4 МПа,

з температурою насичення та 250⁰С відповідно, а також паровий котлоагрегат К–50–14 з камерною топкою, який працює на твердому паливі та ін.

Водогрійні котли виготовляють теплопродуктивністю 4; 6,5; 10; 20; 30; 50; 100; 180 Гкал/год, що складає відповідно 4,64; 7,54; 11,6; 23,2; 34,8; 58; 116; 208,8 МВт. Температура води для котлів продуктивністю 20 Гкал/год (23,2 МВт) і нижче складає 150⁰С, а для більших котлів вона може підвищуватись до 200⁰С. Для газового та рідкого палива застосовують котли типу КВ–ГМ або ПТВМ, для твердого палива – КВ–ТС.

Вибір типу і кількості котлоагрегатів. Підбір типу, одиничної видатності котла та їх кількості в котельній залежить від виду та способу спалювання палива, виду необхідного теплоносія та його параметрів (тиску, температури). Паровидатність і теплопродуктивність котельні визначаються розрахунковими величинами, отриманими з розрахунків теплової схеми котельні.

Для зменшення капітальних та експлуатаційних витрат доцільно встановлювати однотипне обладнання з однаковою паро– і теплопродуктивністю (див.додаток А). При формуванні додатка А використані матеріали [5].

На кількість котлоагрегатів впливають вимоги щодо надійності тепlopостачання споживачів. Останні поділяються на дві категорії:

- перша категорія – коли порушення тепlopостачання відповідних споживачів пов’язане з небезпекою для життя людей та зі значними матеріальними збитками;
- друга категорія – сюди відносяться всі інші споживачі.

Для котелень, що обслуговують споживачів другої групи, кількість котлоагрегатів визначається як відношення максимального відпуску теплоти до номінальної одиничної видатності котла з подальшим округленням до ближчого більшого цілого числа.

Для котелень, які обслуговують споживачів першої категорії, встановлюють додатково один резервний котел.

4.2 Вибір насосів

В котельнях промислових підприємств в залежності від їх призначення встановлюють такі насоси: живильні; мережні; рециркуляційні; підживлювальні; конденсатні; насоси сирієї води; насоси для подавання води до ежекторів вакуумних деаераторів; насоси–дозатори станцій хімводоочистки та інші.

Насоси вибирають за їх технічними характеристиками (див.додаток Б) з урахуванням необхідної подачі та напору. Встановлюють відцентрові насоси з електроприводом та поршневі з приводом від парових турбін.

Мережні насоси призначені для забезпечення циркуляції теплоносія в тепловій мережі. Їх подача (м³/год) визначається за максимальною масо-

вою витратою мережної води. В разі паралельної роботи кількох насосів подача кожного менша, ніж в технічній характеристиці, то загальну подачу слід приймати з відповідним запасом 10...20 %, м³/год

$$V_{\text{мн}} = (1,1...1,2) \cdot G_{\text{мн}} \cdot 3600 / \rho_{\text{мн}} , \quad (4.1)$$

де $G_{\text{мн}}$ – масова витрата мережної води, кг/с;

$\rho_{\text{мн}}$ – густина мережної води на вході в мережний насос, кг/м³.

Згідно з Правилами Держтехнагляду [2] встановлюється не менше двох мережних насосів, причому у випадку зупинки будь-якого з насосів сумарна подача працюючих агрегатів повинна забезпечувати максимальну розрахункову подачу мережної води (для однотипного обладнання потрібно встановлювати додатково один резервний насос).

Напір насоса повинен забезпечувати покриття втрат тиску мережної води в схемі споживача, у водогрійному котлоагрегаті, водопідігрівній установці, а також втрат тиску в трубопроводах та арматурі з відповідним запасом 10...15%. Для спрощеного розрахунку можна приймати напір мережних насосів 0,3...1 МПа.

Як мережні насоси можна використовувати насоси типів СЕ (для води з температурою до 180 °С), СД, Д, К, та КМ (для води до 105 °С).

Рециркуляційні насоси. Застосовують в схемах водогрійних котелень для регулювання необхідної температури мережної води перед котлом. Їх подачу визначають за результатами теплового розрахунку котельні

$$V_{\text{рец}} = (1,1...1,2) \cdot G_{\text{рец}} \cdot 3600 / \rho_{\text{рец}} . \quad (4.2)$$

Напір цих насосів визначається втратами тиску мережної води в котлі та трубопроводах між котлом і насосом.

Як рециркуляційні насоси застосовують насоси марки НКУ з напором 0,3...0,5 МПа (температура води до 225 °С).

Підживлювальні насоси. Використовують в схемах котелень для покриття витікань мережної води, а також витрат води на гаряче водопостачання у відкритих системах тепlopостачання. Подача цих насосів для закритих систем визначається за подвоєною розрахунковою масовою витратою води для покриття витікань мережної води, м³/год

$$V_{\text{пн}} = (1,1...1,2) \cdot (2 \cdot G_{\text{втр}}) \cdot 3600 / \rho_{\text{мн}} , \quad (4.3)$$

а для відкритих систем враховується також витрата мережної води на гаряче водопостачання, м³/год

$$V_{\text{пн}} = (1,1...1,2) \cdot (2 \cdot G_{\text{втр}} + G_{\text{пр}}^{\text{гвп}} + G_{\text{зв}}^{\text{гвп}}) \cdot 3600 / \rho_{\text{мн}} . \quad (4.4)$$

Насосів для підживлення повинно бути не менше двох, один з яких обов'язково резервним. Напір насоса визначається тиском мережної води в зворотному трубопроводі та втратами тиску в лінії підживлення мережі. Використовуються насоси типу К, КМ, Д, ЦН з напором від 0,2 МПа.

Живильні насоси. Встановлюються в котельнях з паровими котлами, забезпечують подачу живильної води в котел і створення необхідного тиску перегрітої пари на виході з котла. В котельні їх повинно бути не менше двох, причому на великих котельнях один або більше – з паровим приводом. Сумарна подача живильних насосів $G_{жв}$ визначається з розрахунку теплової схеми котельні з урахуванням продувок котла та витрат живильної води на РОУ з відповідним запасом 10 %, м³/год

$$V_{жн} = 1,1 \cdot G_{жв} \cdot 3600 / \rho_{жв} . \quad (4.5)$$

Кількість насосів підбирається так, щоб у випадку аварії одного з насосів решта агрегатів могли забезпечувати максимальну подачу живильної води. В якості живильних насосів використовують насоси типу ЦНСГ, ПЭ, ЦВ та насоси з паровим приводом ПНП–1. Напір живильних насосів визначається за різницею тисків в барабані котла та деаераторі, гідравлічним опором лінії живлення котлів та різницею рівнів деаератора і барабана котла з відповідним запасом, кПа

$$H_{жн} = 1,15 \cdot ((P_6 - P_d) + \Delta P_{го} + \Delta H_{б-д}) . \quad (4.6)$$

Конденсатні насоси. Встановлюють для подачі конденсатів з конденсатних баків або водопідігрівних установок до деаератора котельні. Їх подача розраховується за максимальною витратою конденсатів, м³/год

$$V_{кн} = 1,1 \cdot G_k \cdot 3600 / \rho_k . \quad (4.7)$$

Напір конденсатних насосів визначається з врахуванням втрат тиску в конденсатопроводах, тиску в деаераторі і різниці рівнів насоса та деаератора. Конденсатних насосів має бути не менше двох. Вони повинні встановлюватись таким чином, щоб конденсат надходив самопливом з певним підпором, в іншому випадку його температура повинна бути менше 80 °С, аби усунути можливість закипання води у всмоктувальному патрубку насоса. Як конденсатні насоси використовують насоси КС та КД з температурою конденсату не більше 120 °С.

Насоси сирोї води. Виконують роль підведення сирої води через систему водопідготовки та теплообмінне обладнання в деаератор для покриття втрат пари, води, конденсату тощо. Їх подача визначається за розрахунковою витратою сирої води, м³/год

$$V_{нсв} = 1,1 \cdot G_{св} / \rho_{св} \cdot 3600 . \quad (4.8)$$

Напір насосів залежить від тиску в деаераторі, різниці рівнів насоса та деаератора, гідравлічних опорів системи хімводоочистки, теплообмінників, трубопроводів та арматури

$$H_{нсв} = 1,1 \cdot [P_d + \Delta H_{д-н} + \Delta P_{хво} + \Delta P_{то} + \Delta P_{тр}] . \quad (4.9)$$

Для сирії води використовують насоси типу К, КМ, Д. Якщо тиск води, в подавальному трубопроводі системи водопостачання більший 0,4 МПа цих насосів можна не встановлювати.

Насоси для подачі води до ежекторів. Використовуються для створення відповідного вакууму в деаераторах і відведення неконденсованих газів крізь охолодник в навколишнє середовище. Подача і напір цих насосів вибирається за розрахунком ежекторів до вакуумних деаераторів.

Насоси–дозатори застосовують для проведення хімводоочистки або деаерації води в схемі парових і водогрійних котелень.

4.3 Вибір установки для підготовки води

Вода, що застосовується в системах теплопостачання на різних етапах її використання, має різну назву. Природна вода із джерела водопостачання називається *початковою або сирою*, а та, яка надходить в паровий котел, – *живильною*. Остання складається з конденсату і додаткової води. Вода, що надходить у теплові мережі для поповнення втрат або на потреби гарячого водопостачання називається *підживлювальною водою*.

Природна вода містить мінеральні та органічні домішки – грубодисперсні речовини з розмірами частинок більших як 0,5мкм, колоїдні домішки з частинками розміром 0,001...0,5 мкм і дійсно розчинені речовини у вигляді молекул та іонів з частинками розміром менших як 0,001 мкм, до яких належать гази, солі й різні органічні сполуки. Наявність домішок у воді призводить до внутрішньої корозії поверхонь нагрівання котлів, обладнання та теплопроводів, а також утворення накипу і шламу. Внаслідок цього прохідний переріз труб зменшується, процес теплообміну погіршується й відбуваються локальні пошкодження труб у котлах. Основними показниками води, що нормуються є:

– **прозорість води**, яка визначається вмістом в ній замулених частинок, що легко виводяться під час фільтрації води.

– **солевміст води**, що характеризується загальною кількістю розчинених в ній речовин, яка визначається за масою осаду після випарювання профільованої води.

– **жорсткість води**, що визначається загальним вмістом у ній розчинених солей кальцію та магнію, наявність яких сприяє утворенню накипу в котлах і трубопроводах. Розрізняють *карбонатну* жорсткість, обумовлену наявністю у воді бікарбонатів кальцію та магнію, та *некарбонатну* жорсткість, зумовлену наявністю у воді решти солей кальцію й магнію (сульфатів, хлоридів, нітратів та ін.). Загальна жорсткість води дорівнює сумі її карбонатної та некарбонатної жорсткості. Солі карбонатної жорсткості розкладаються при нагріванні води до 40...50 °С та випарюванні її в котлах, утворюючи низькотемпературний накип, що містить, в основному, сіль CaCO_3 .

– **лужність**, що характеризується вмістом у воді гідроксильних іонів OH^- , іонів слабких кислот HCO_3^- , CO_3^{2-} та інших, зв'язаних з катіонами Na, Ca, Mg, які при дисоціації утворюють більш сильні луги і надають розчину

лужного характеру. Лужність води в допустимих межах корисна, оскільки вона нейтралізує корозійну дію на метал розчинених у воді агресивних газів. Однак надмірна лужність призводить до спінювання води в котлах і викидання її разом з паром, а також спричинює лужну крихкість металу (міжкристалітну корозію).

Загальні вимоги до якості води, що використовується в системах теплопостачання, та до вибору технології її обробки викладено в СНиП II-35-76 [3], Вода для підживлення теплових мереж має містити не більше 0,05...0,1 мг кисню/кг води і 5 мг/кг замулених частинок, її карбонатна жорсткість не повинна перевищувати 0,7 мг-екв/кг. Вода для підживлення відкритих систем теплопостачання має відповідати вимогам ГОСТ 2874—82. Якість живильної води парових котлів залежить від типу котла і виду палива [7].

Технологія обробки води. Технологією передбачаються: виведення із води замулених домішок (освітлення), зниження жорсткості (зм'якшення), підтримання певної лужності, зменшення загального солемісту, виведення розчинених агресивних газів. В разі вмісту заліза у воді більш як 0,3 мг/кг воно видаляється з неї шляхом аерації і фільтрування крізь сульфогілля. Вода з поверхневих водоймищ для виведення замулених у ній частинок проходить попередню обробку, яка полягає в коагуляції, освітленні води в освітлювачі з наступним фільтруванням. Суть коагуляції зводиться до збільшення розмірів колоїдних частинок додаванням у воду спеціальних реагентів — коагулянтів. Щоб поліпшити ефект промивання води, в деяких конструкціях фільтрів передбачається також продування фільтруючого шару стисненим повітрям. Якщо лужність початкової води більша 1,5 мг-екв/кг, то її попередня обробка полягає у вапнуванні з коагуляцією і наступним освітлюванням у фільтрах. Додавання у воду вапна дає змогу перевести в осад солі кальцію карбонатної жорсткості і всі солі магнію, тобто пом'якшити воду. Крім того, вапно осаджує залізо, частково кремнієву кислоту і зв'язує CO_2 . Для зм'якшення води методом осадження поряд з вапнуванням застосовується содовапнування.

Господарсько-питні води, освітлені води з поверхневих джерел, а також води з підземних і поверхневих джерел із вмістом замулених частинок не більше 8 мг/кг підлягають подальшій обробці методами іонного обміну — в катіонітних та аніонітних фільтрах.

Для водопідготовки найчастіше застосовуються катіонітні фільтри, що містять катіони Na^+ (*натрій-катіонування*) або H^+ (*водень-катіонування*). Для відновлення обмінної здатності іоніту здійснюється його **регенерація** — процес, зворотний основному. Цикл роботи іонітного фільтра включає в себе фільтрування води крізь шар іоніту, розпушування та регенерацію іоніту, а також відмивання.

Найбільш універсальним і економічним методом зм'якшення води, який частіше за все передбачається в проектах парових котелень з тиском до 3,9 МПа та водогрійних котелень з нагріванням води до 150 °С, є на-

трій-катіонування. Цей метод рекомендується для обробки живильної води з невеликою карбонатною жорсткістю (менше 3,5 мг-екв/кг) і вмістом заліза не більше 0,3 мг/кг. Після натрій-катіонування підвищується водневий показник і вода може оброблятися із застосуванням корекційних методів, наприклад *фосфатування*.

В разі застосування *водень-катіонування* замість солей некарбонатної жорсткості утворюється еквівалентна кількість кислот, тому реакція води стає кислотою і така вода може застосовуватись лише в суміші з натрій-катіонованою водою. В процесі водень-катіонування відбувається утворення вільної вуглекислоти, що має видалятися в декарбонізаторах, які являють собою апарати скруберного типу.

В котельнях промислових підприємств вода з підвищеною карбонатною жорсткістю, як правило, обробляється за схемою послідовного *водень-натрій-катіонування* з “голодною регенерацією” водень-катіонових фільтрів. Суть останньої полягає в пропусканні крізь фільтр такої кількості кислоти, якої для іонної регенерації фільтра недостатньо. Вода, що пройшла крізь такий фільтр, не містить сильних кислот і має незначну жорсткість. Ця вода після декарбонізатора спрямовується на натрій-катіонування.

У невеликих водопідготовчих установках (продуктивністю 5...50 м³/год) обробку води рекомендується здійснювати за методом *натрій-хлор-іонування* шляхом пропускання води крізь натрій-катіонітний фільтр першого ступеня і суміщений з ним натрій-хлор-іонітний фільтр другого ступеня. Обробка води за такою схемою дає змогу знизити жорсткість фільтрату до 0,01 мг-екв/кг, а лужність – до 0,2 мг-екв/кг. Застосування методу обмежується вимогами до якості початкової води, зокрема відсутністю органічних сполук і заліза.

Зменшення лужності, жорсткості й солемісту живильної води, а також вмісту вуглекислоти у водяній парі досягається *амоній-натрій-катіонуванням*. В котлах під дією високої температури сполуки амонію розкладаються, причому бікарбонатні солі утворюють аміак і вуглекислоту, а карбонатні — аміак і мінеральні кислоти. Щоб уникнути кислотої реакції котлової води, амоній-катіонування поєднується з натрій-катіонуванням. Амоній-натрій-катіонування води і пари застосовується, коли допускається наявність аміаку в парі.

Вода для підживлення теплових мереж обробляється одноступінчастим натрій-катіонуванням або водень-катіонуванням з “голодною” регенерацією іоніту. Якщо допускає якість початкової води, то здійснюється найбільш простий метод обробки води — *магнітний*. Він придатний для початкової води з карбонатною жорсткістю до 9 мг-екв/кг, вмістом заліза до 0,3 мг/кг і при підігріванні води не вище 95 °С.

Основною складовою живильної води парових котлів є конденсат, який повертається в котельню від споживачів пари. В котельнях застосовуються такі методи очищення конденсату: знемаслювання, очищення від мазуту, знезалізнювання та зм'якшення.

Система хімводочистки вимагає великих капітальних та експлуатаційних витрат, в той час як властивості додаткової води набагато гірші від показників незабруднених конденсатів. Тому слід намагатись зменшувати втрати та забруднення конденсатів в обладнанні парових споживачів, а живлення парових котлів проводити з мінімальним використанням станцій хімводоочистки. Методики розрахунку та підбору обладнання станцій хімводоочищення більш детально описані в [7].

Деаерація води. Обов'язковою стадією водопідготовки є деаерація (дегазація) живильної води та води для підживлення теплової мережі з метою зниження до допустимих норм вмісту в них агресивних газів— кисню і вуглекислоти. Широке розповсюдження дістала *термічна* деаерація води, яка ґрунтується на зменшенні розчинності газів у воді з підвищенням її температури. В термічних деаераторах вода підігрівається до температури насичення. Збільшення ефективності термічної деаерації досягається розпилюванням і розбризкуванням води, барботуванням крізь воду грієної пари.

У парових котельнях застосовуються *атмосферні* деаератори типів ДА або ДСА (робочий тиск 0,12 МПа) і деаератори *підвищеного тиску* ДП або ДСП (робочий тиск 0,3 МПа й вище), у водогрійних — *вакуумні* деаератори типу ДВ або ДСВ (робочий тиск 0,03 МПа).

На рис. 4.1 зображено схему двоступінчастого атмосферного деаератора типу ДА продуктивністю 5... 300 т/год, який складається з малогабаритної деаераційної колонки 2 і бака-акумулятора 6 з вмонтованим барботажним пристроєм та перегородками 10, 11, що утворюють спеціальні відсіки. В колонці розміщено дві тарілки 4, 5 з отворами.

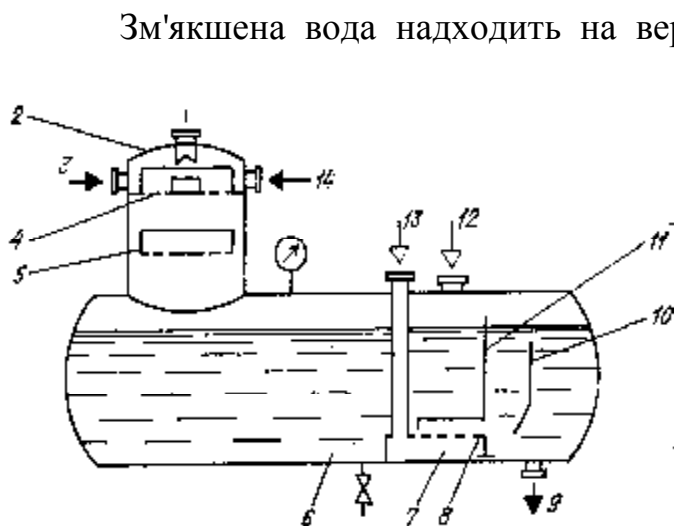


Рисунок 4.1 – Схема двоступінчастого атмосферного деаератора типу ДА

Зм'якшена вода надходить на верхню тарілку крізь змішувальний пристрій, який забезпечує перемішування хімічно очищеної води, що підводиться через штуцер 14, та конденсату, який надходить через штуцер 3. З колонки 2 вода, що деаерується, потрапляє в бак-акумулятор 6. На його дні, протилежному відносно деаераційної колонки, встановлено барботажний пристрій, за допомогою якого вода підлягає вторинному нагріванню. Барботажна пара трубою 13 спрямовується в парову коробку 7 і крізь отвори

дірчастого листа 8 барботує крізь шар води, що знаходиться над листом. Вода, яка виходить з барботажного пристрою, підіймається в шахті, утво-

реній перегородками 10 та 11, і закипає. Відбувається це через деяке перегрівання її відносно температури насичення, що відповідає тиску пари в баці-акумуляторі. Деаерована вода виходить з бака крізь штуцер 9. Пара, яка проходить крізь барботажний пристрій і шар води, потрапляє в паровий простір і рухається в бік колонки.

В атмосферних деаераторах продуктивністю більше 25 т/год, крім пари, що барботує, в паровий простір крізь штуцер 12 додатково надходить грійна пара. Парогазова суміш (випар) виводиться крізь штуцер 1. Температура нагрітої води на виході з деаератора дорівнює 102...104 °С.

Витрата необхідної для деаерації пари визначається тепловим балансом деаератора. Як правило, атмосферні деаератори комплектуються охолодниками випару — кожухотрубчастими теплообмінниками, призначеними для конденсації пари, що міститься у випарі. Основні характеристики атмосферних деаераторів типу ДА наведено в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Основні характеристики атмосферних деаераторів

Марка деаератора	Продуктивність, т/год	Об'єм бака, м ³
ДА-5/2	5	2
ДА-15/4	15	4
ДА-25/8	25	8
ДА-50/15	50	15
ДА-100/25	100	25
ДА-200/50	200	50
ДА-300/75	300	75

Щоб забезпечити надійність роботи насосів для підживлення, висота встановлення атмосферних деаераторів відносно осі живильних насосів має бути не менша як 6...8 м. При цьому допускається розміщувати деаератор на відкритому майданчику поблизу котельні.

У водогрійних котельнях або в теплових пунктах, де пари немає, застосовуються вакуумні деаератори, які працюють з тиском нижче атмосферного. Ці деаератори можуть видавати воду з температурою нижче 100⁰С, що дає змогу використовувати її безпосередньо для гарячого водопостачання споживачів.

На рис. 4.2 показано схему вакуумного деаератора продуктивністю більше 300 т/год, що являє собою набір циліндричних секцій діаметром 3 м і завдовжки 2 м.

Хімічно очищена вода через штуцер 1 надходить в розподільний колектор 2, звідки вона стікає на першу тарілку 3, а потім на другу тарілку 15. При збільшенні витрати води понад мінімальну її

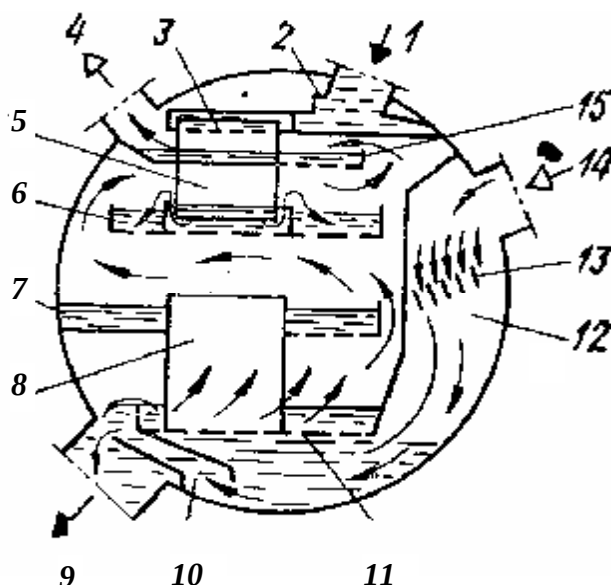


Рисунок 4.2 – Схема вакуумного

надлишок з першої тарілки перепускається коробом 5 на третю тарілку 6, звідки вся вода спрямовується на четверту тарілку 7, призначену для збирання і перепуску води на барботажний лист 11. Перші дві тарілки розраховано на мінімальну витрату води і забезпечення повної конденсації необхідної кількості випару, тобто вони утворюють охолодник випару. Третя тарілка забезпечує роботу деаератора з повним його навантаженням.

Після обробки на барботажному листі 11 деаерована вода відводиться з деаератора штуцером 9. Грійна вода з температурою 70...150 °С штуцером 14 подається в сепараційний відсік 12, при вході в який вона закипає. Жалюзі 13 сприяють відокремленню води і пари. Пара, що утворилась, спрямовується під барботажний лист 11, а вода, яка залишилась, каналом 10 відводиться разом з деаерованою водою з деаератора.

Пара барботує через щілини барботажного листа, піддаючи воду інтенсивному нагріванню. Коли висота парової подушки стане більша як 200 мм, надлишки пари крізь короб 8 перепускаються в струминний відсік між третьою та четвертою тарілками. В цьому відсіку й відбувається основне підігрівання води до температури, близької до температури насичення. Далі пара проходить крізь струминні відсіки, утворені другою та першою тарілками, і повністю конденсується. Охолоджена пароводяна суміш крізь трубу 4 надходить до ежектора, що створює розрідження в деаeratorі.

У парових котельнях слід застосовувати пароструминні ежектори, у водогрійних котельнях і на теплових пунктах — водоструминні. В розрахунках газовідсмоктувальних пристроїв вакуумних деаeratorів витрата газів, які не конденсуються, приймається такою, що дорівнює 60 г газів на 1 т деаерованої води.

Основні характеристики вакуумних деаeratorів типу ДВ наведено в додатку В (таблиця В1), причому цифрами в типах охолодників випару зазначено площу їх поверхонь (м^2), а в типах водоструминних ежекторів — витрату робочої води (т/год).

У великих промислово-опалювальних парових котельнях використовують деаeratorи підвищеного тиску з робочим тиском 0,3 МПа і 0,6 МПа, видатністю 160, 225, 800 т/год (ДСП-160, ДСП-225, ДСП-800).

В парових котельнях з відпуском теплоти у відкриті системи теплопостачання, як правило, встановлюються окремі деаeratorи живильної води та води для підживлення (по одному деаeratorу кожного призначення) — а в закриті системи — один загальний деаerator.

Вибір кількості деаeratorів регламентується СНиП II-35-76. Марка деаeratorів вибирається за додатком В, виходячи з витрати деаерованої води (т/год) одержаної в процесі розрахунків теплової схеми котельні.

Слід відзначити, що останнім часом, особливо в схемах невеликих парових і водогрійних котелів термічна деаерація замінена хімічною, коли в трубопровід живильної чи підживлювальної води за допомогою насосів — дозаторів вводиться визначена кількість реагентів, що зв'язують кисень та вільну вуглекислоту.

4.4. Вибір теплообмінників

Загальні відомості. Теплообмінники, що застосовуються в котельнях, є в основному кожухотрубчастими або пластинчастими апаратами поверхневого типу й використовуються для підігрівання мережної, сирови та хімічно очищеної води, а також для охолодження води і конденсату.

Підігрівники за видом грійного теплоносія поділяються на *пароводяні* (теплоносії — пара) і *водоводяні* (теплоносії—вода).

За розташуванням трубних систем теплообмінники поділяються на *вертикальні* та *горизонтальні*. Перші застосовуються в основному у великих парових опалювальних котельнях для підігрівання мережної води.

Промисловістю за ОСТ 108.271.105—76 для опалення й гарячого водопостачання випускаються швидкісні дво- і чотириходові пароводяні підігрівники, трубку систему яких виконано з латунних трубок Ø16 x 1 мм завдовжки 2 і 3 м. Грійна пара надходить в міжтрубний простір, а вода, що нагрівається,— в трубки підігрівника (додаток Г).

Конструктивні розміри підігрівників визначено для теплопостачання з графіками температур води 150/70 і 130/70 °С, при тиску води 1 МПа і пари 0,7 МПа, а також з графіком температур 95/70 °С при тиску води 0,4 МПа і пари 0,2 МПа. Допускається застосування підігрівників і при більших тисках пари та води, однак за умовами міцності граничним тиском води є 1,6 МПа, а пари — 1 МПа.

В усіх випадках тиск пари в підігрівнику має бути на 0,1... 0,2 МПа нижче від тиску води, щоб уникнути пропускання пари в трубки підігрівника в разі порушення їх цілісності та закипання мережної води в трубках в процесі регулюванні відпуску теплоти шляхом перепуску частини води повз підігрівник. Температура пари на вході в підігрівник не повинна перевищувати 300 °С, а температура нагрітої води – 180 °С.

Для температурного графіку 150/70 °С використовуються чотириходові підігрівники з плоскими та еліптичними днищами, для температур 130/70 °С — двоходові з такими самими днищами і довжиною трубок 3 м, а для температур 95/70 °С – двоходові підігрівники, але з довжиною трубок 2 м.

Швидкісні водоводяні підігрівники за ТУ 78 УРСР 125—78 випускаються розбірними, що дає змогу складати їх на місці з різною кількістю однотипних секцій, підключених послідовно або паралельно (додаток Г).

Тепловий розрахунок теплообмінників. Метою теплового розрахунку є визначення параметрів теплоносіїв і необхідної площі поверхні нагріву для заданої теплової потужності, вибраної конструкції та відомих температур теплоносіїв на вході в теплообмінник і на виході з нього, застосовуючи рівняння теплопередачі, м²

$$F = Q / (k \cdot \Delta t) , \quad (4.10)$$

де Q — теплова потужність теплообмінника, Вт;

k — коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

Δt — середній температурний напір у теплообміннику, К.

Теплові потужності теплообмінників, кВт:

$$\text{— пароводяного : } Q = D_1 \cdot r_1 = G_2 \cdot c_b \cdot (t_2'' - t_2') ; \quad (4.11)$$

$$\text{— водоводяного } Q = G_1 \cdot c_b \cdot (t_1' - t_1'') = G_2 \cdot c_b \cdot (t_2'' - t_2') ; \quad (4.12)$$

де D_1 — витрата грійної пари, кг/с; r_1 — питома теплота фазового переходу, Дж/кг;

G_1, G_2 — масові витрати грійної води і води, що нагрівається, кг/с;

t_1', t_1'' — температури грійної води на вході і виході з теплообмінника, °С;

t_2', t_2'' — температури води, що нагрівається, на вході і виході з теплообмінника, °С.

Середній температурний напір у теплообміннику, К,

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)} , \quad (4.13)$$

де $\Delta t_6, \Delta t_m$ — більша і менша різниця температур між теплоносіями, відповідно, К.

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² · К)

$$k = \frac{\phi}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} , \quad (4.14)$$

де ϕ — коефіцієнт використання поверхні нагріву, який враховує термічний опір шару накипу на стінці трубки, а також неповноту обмивання її поверхні ($\phi = 0,5...0,6$ для підігрівників гарячого водопостачання в теплових пунктах і підігрівників сирої води в котельнях; $\phi = 0,75...0,85$ для решти теплообмінників);

α_1 — коефіцієнт тепловіддачі від грійного теплоносія до стінки трубки, Вт/(м²·К);

α_2 — коефіцієнт тепловіддачі від стінки до теплоносія, що нагрівається, Вт/(м²·К);

$\delta_{ст}, \lambda_{ст}$ — товщина стінки трубки, м та теплопровідність її матеріалу, Вт/(м·К).

Коефіцієнт тепловіддачі α_1 у випадку пароводяних підігрівників визначається з урахуванням формул, одержаних для водяної пари, що конденсується на горизонтальній трубці при ламінарному режимі течії плівки конденсату, коли число Рейнольдса

$$Re = 0,728 \cdot Z^{0,75} \cdot (\lambda_{ст} / \lambda_k)^{3/8} \cdot (\mu_k / \mu_{ст})^{1/8} , \quad (4.15)$$

де $Z = Ga^{1/3} / (K_\phi \cdot Pr)$; $Ga = g \cdot d_{\text{зовн}}^3 / \nu^2$ – критерій Галілея;

g — прискорення вільного падіння, м/с^2 ;

$d_{\text{зовн}}$ – зовнішній діаметр трубки, м ;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості конденсату, $\text{м}^2/\text{с}$;

$K_\phi = r / [c \cdot (t_n - t_{\text{ст}})]$ – критерій фазового переходу;

r – питома теплота фазового переходу при температурі насичення, Дж/кг ;

c – питома теплоємність конденсату, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

$t_n, t_{\text{ст}}$ – температура насичення та температура стінки трубки, $^\circ\text{C}$;

Pr – критерій Прандтля для температури насичення;

$\lambda_{\text{к}}^{\text{ст}}$ і $\mu_{\text{к}}^{\text{ст}}$ – відповідно коефіцієнт теплопровідності $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ та коефіцієнт динамічної в'язкості ($\text{Па} \cdot \text{с}$) конденсату для температури стінки трубки $t_{\text{ст}}$;

$\lambda_{\text{к}}$ і $\mu_{\text{к}}$ – відповідно коефіцієнт теплопровідності $[\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})]$ та коефіцієнт динамічної в'язкості ($\text{Па} \cdot \text{с}$) конденсату для температури насичення t_n .

При цьому коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_1 = Re \cdot r \cdot \rho \cdot \nu / [(t_{\text{ст}} - t_n) \cdot d_{\text{зовн}}], \quad (4.16)$$

де ρ – густина конденсату, кг/м^3 .

Коефіцієнт тепловіддачі α_2 у випадку пароводяних підігрівників визначається з урахуванням виразів, що описують течію води в трубці залежно від режиму руху води, який характеризується числом Рейнольдса $Re = w \cdot d_{\text{вн}} / \nu$, де w – швидкість води, м/с ; $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр трубки, м ; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості ($\text{м}^2/\text{с}$) води для її середньої температури $t_{\text{ср}}$, $^\circ\text{C}$.

Число Нусельта при ламінарному режимі течії води ($Re < 2300$)

$$Nu = 0,15 \cdot Re^{0,33} \cdot Gr^{0,1} \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}. \quad (4.17)$$

В цій залежності критерій Грасгофа

$$Gr = g \cdot d_{\text{вн}}^3 \cdot \beta \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{ср}}) / \nu^2, \quad (4.18)$$

де β – коефіцієнт об'ємного розширення води ($1/\text{К}$) для її середньої температури;

Pr – критерій Прандтля для тієї ж температури.

Для турбулентного режиму течії води ($Re > 10000$) число Нусельта

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}, \quad (4.19)$$

а для перехідного режиму ($2300 < Re < 10\,000$)

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}, \quad (4.20)$$

де $Pr_{\text{ст}}$ – критерій Прандтля для води при температурі стінки трубки $t_{\text{ст}}$.

Тоді коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_2 = \text{Nu} \cdot \lambda / d_{\text{вн}}, \quad (4.21)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності [Вт/(м·К)] води для середньої температури.

Коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 у випадку водоводяних теплообмінників також визначаються за формулами (4.17)–(4.21), але для теплоносія, що рухається в міжтрубному просторі, замість $d_{\text{вн}}$ слід підставити еквівалентний діаметр каналу для поздовжнього омивання пучка труб, м

$$d_{\text{екв}} = (D_{\text{вн}}^2 - n \cdot d_{\text{зовн}}) / (D_{\text{вн}} + n \cdot d_{\text{зовн}}), \quad (4.22)$$

де $D_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр корпусу теплообмінника, м;

n — кількість трубок, шт.

Гідравлічний розрахунок теплообмінників необхідний для визначення гідравлічних характеристик апарата і зводиться до визначення суми втрат напору води на тертя $\Delta P_{\text{т}}$ і місцеві опори $\Delta P_{\text{мо}}$ в трубках (пароводяні підігрівники), в трубках і міжтрубному просторі (водоводяні теплообмінники), і загальних втрат:

Втрати напору води на тертя в трубках, Па

$$\Delta P_{\text{т}} = (\lambda_{\text{т}} \cdot L \cdot z / d_{\text{вн}}) \cdot \rho \cdot w^2 / 2, \quad (4.23)$$

де L — довжина трубок одного ходу підігрівника, м;

z – число ходів води в підігрівнику;

$\lambda_{\text{т}}$ – коефіцієнт опору тертя, що залежить від режиму руху води:

$$\text{– для ламінарного режиму (Re < 2300)} \quad \lambda_{\text{т}} = 64/\text{Re}; \quad (4.24)$$

$$\text{– для турбулентного режиму (Re > 2300)} \quad \lambda_{\text{т}} = (1,82 \cdot \lg \text{Re} - 1,64)^{-2}. \quad (4.25)$$

Втрати напору води в місцевих опорах, Па,

$$\Delta P_{\text{мо}} = \Sigma \xi \cdot \rho \cdot w^2 / 2, \quad (4.26)$$

де $\Sigma \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів.

Враховуючи емпірично отримані коефіцієнти місцевих опорів швидкісних багатоходових пароводяних підігрівників [5] отримаємо

$$\Sigma \xi_{\text{пв}} = 5 + 2,5 \cdot (z - 1). \quad (4.27)$$

У випадку секційних водоводяних теплообмінників втрати напору води на тертя в трубках і міжтрубному просторі визначаються за формулою (4.23), в яку мають підставлятись: L — довжина трубок одної секції, z — кількість послідовно з'єднаних секцій теплообмінника, $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр трубок і $d_{\text{екв}}$ – еквівалентний діаметр каналу (для міжтрубного простору).

Секційні водоводяні теплообмінники мають інший набір місцевих гідравлічних опорів, тому для даного випадку сума місцевих опорів

$$\Sigma \xi_{\text{вв}} = 0,9 \cdot z + 1,1 \cdot (z - 1). \quad (4.28)$$

Сума коефіцієнтів місцевих опорів міжтрубного простору визначається виразом [5]

$$\Sigma \xi_{\text{вв}} = 13,5 \cdot z (f_{\text{мтр}} / f_{\text{п}}). \quad (4.29)$$

де $f_{\text{мтр}}$ – площа перерізу міжтрубного простору, не заповненого трубками, м^2 ;
 $f_{\text{п}}$ – площа перерізу патрубків підведення води, м^2 .

4.5 Вибір баків (ємкостей)

В котельнях установлюються баки (ємкості) для збирання конденсату, зберігання живильної води, робочої води та ін.

Для збирання конденсату, що надходить від споживачів і дренажів паропроводів, а також води, яка зливається з деаераторів, використовуються два баки, місткість кожного з яких м^3 визначається півгодинною витратою зворотного конденсату, м^3 :

$$V_{\text{к}} = 0,5 \cdot G_{\text{к}} \cdot 3600 / \rho_{\text{к}}, \quad (4.30)$$

де $G_{\text{к}}$ – витрата конденсату, який повертається від споживачів, кг/с ;

$\rho_{\text{к}}$ – густина конденсату, кг/м^3 .

За відсутності в котельнях спеціальних баків для зберігання живильної води необхідний їй запас резервується в деаераційних баках. Сумарна місткість баків для зберігання деаерованої води для підживлення закритої системи теплопостачання визначається з розрахунку 20-хвилинної продуктивності деаератора, м^3

$$V_{\text{п}} = 1/3 \cdot G_{\text{д}} \cdot 3600 / \rho_{\text{д}}, \quad (4.31)$$

де $G_{\text{д}}$ – продуктивність деаератора, кг/с ;

$\rho_{\text{д}}$ – густина деаерованої води для підживлення, кг/м^3 .

Сумарну місткість баків-акумуляторів води для підживлення відкритої системи теплопостачання рекомендується вибирати такою, що дорівнює шести–восьмикратній середньогодинній за добу витраті води на гаряче водопостачання, м^3

$$V_{\text{а}} = (6...8) \cdot G_{\text{гв}} \cdot 3600 / \rho_{\text{д}}, \quad (4.32)$$

де $G_{\text{гв}}$ – витрата води на гаряче водопостачання, кг/с .

Кількість баків-акумуляторів має бути не менше двох і до того ж однакової місткості. Баки для зберігання проміжної води для закритої системи теплопостачання розміщуються в будівлях котельні на нульовій позначці чи на площадках багатоповерхової частини котельні під деаераційною установкою води для підживлення. Баки-акумулятори води для підживлення у відкритій системі теплопостачання встановлюються за межами будівель котельні, як правило, у зоні розташування димової труби.

4.6 Вибір трубопроводів

В залежності від виду речовини, яка транспортується (перегріта чи насичена пара, гаряча вода), його температури і тиску трубопроводи відповідно до Правил Держтехнагляду поділяються на чотири категорії в порядку зменшення параметрів. Усі трубопроводи промислових і опалювальних котелень належать до третьої та четвертої категорій; вони можуть виготовлятися із стандартних безшовних і зварних труб, вироблених з вуглецевої сталі. Сталеві труби постачаються за розміром зовнішнього діаметра з кількома значеннями товщини стінки.

З метою уніфікації всіх елементів трубопроводу (труб, арматури, з'єднувальних частин) і збереження значення прохідного перерізу, що забезпечує розрахункові умови для проходження робочої речовини, введено поняття *умовного діаметра* (проходу) d_y . Останній є округленим розрахунковим внутрішнім діаметром в міліметрах з такого ряду: 10; 15; 20; 25; 32; 40; 50; 65; 80; 100; 150; 200 і т. д.

Для вибору матеріалу і розрахунків елементів трубопроводу в залежності від температури та тиску речовини, яка транспортується, введено поняття *умовного тиску* p_y — найбільшого надлишкового тиску, на який розраховуються всі елементи трубопроводу для температури навколишнього середовища 20 °С. *Робочий тиск* p_p — це найбільший надмірний тиск, що забезпечує тривалу роботу всіх елементів трубопроводу з робочою температурою речовини, яка транспортується ($p_y > p_p$). Значення p_y для труб, арматури і з'єднувальних частин трубопроводів залежно від цієї температури встановлено ГОСТ 356—80.

За призначенням всі трубопроводи котельні поділяються на три групи: 1) пари, гарячої води; 2) водопідготовчої установки; 3) конденсату, дренажні, пожежогасіння, систем контрольно-вимірювальних приладів, стиснутого повітря та водовидалення. Для експлуатації всіх трубопроводів передбачаються заходи, які забезпечують можливість правильного їх заповнення та спорожнення. З цією метою трубопроводи прокладаються з нахилом не менш як 0,001 в напрямку руху речовини, причому передбачається встановлення штуцерів і вентилів у верхніх точках для виведення повітря, а в нижніх — рідини. Щоб запобігти гідравлічному удару в трубопроводах, в яких транспортується пара, передбачається їх дренаж. Останній буває *автоматичним і пусковим*. Автоматичний дренаж здійснюється шляхом установлення конденсатовідвідників. Ними обладнують трубопроводи насиченої пари і тупикові трубопроводи перегрітої пари, а пусковим дренажем — ділянки паропроводу, в яких може бути скупчення конденсату під час їх прогрівання, пуску або відключення. Відведення конденсату виконується за допомогою дренажних труб.

Діаметри трубопроводів визначаються, виходячи з розрахункових максимальних витрат, а також допустимих швидкостей води і пари, м

$$d_{BH} = [4 \cdot G / (\rho \cdot w \cdot 3,14)]^{0,5}, \quad (4.33)$$

де G — масова витрата речовини, яка транспортується, кг/с;

w – його середня швидкість, м/с;

ρ – середня густина речовини (кг/м³), яка визначається як півсума густин на початку і в кінці трубопроводу.

Швидкість води має становити 0,5...2 м/с, причому, чим більша довжина трубопроводу, тим менша швидкість води в ньому. Рекомендовані швидкості насиченої пари вибирають в межах 10...40 м/с, а перегрітої – 20...70 м/с.

Товщина стінки трубопроводу обчислюється за формулою, мм

$$s = p \cdot d_{\text{вн}} / (2 \cdot \phi \cdot \sigma - p) + c, \quad (4.34)$$

де p — розрахунковий тиск (МПа), який приймається таким, що дорівнює номінальному на вході в трубопровід, крім того, для рідин треба враховувати гідростатичний тиск;

ϕ – коефіцієнт ослаблення трубопроводу зварним швом (для безшовних труб з вуглецевої сталі ($\phi = 1$);

σ — допустима напруга, МПа (табл. 4.2);

c – коефіцієнт.

Таблиця 4.2 – Допустима напруга трубопроводу, МПа

Марка сталі	Розрахункова температура стінки трубопроводу, °С						
	2	250	300	350	400	450	500
10	127	110	98	86	75	52	29
20	144	129	117	104	90	63	33

Коефіцієнт c визначається за формулою, мм

для прямих трубопроводів $c = A \cdot s / (1 + A), \quad (4.35)$

для гнутих $c = A_1 \cdot s / (1 + A_1). \quad (4.36)$

Значення коефіцієнта A в залежності від мінусового допуску труб змінюються в межах 0,18...0,05. Для гнутих трубопроводів коефіцієнт A_1 залежить ще і від відносного радіуса гнуття труби $R/d_{\text{зовн}}$, змінюючись в межах 0,2... 0,03. В усіх випадках коефіцієнт c становить більше 0,5 мм.

Товщина стінки трубопроводу повинна бути не менша вказаної в табл.4.3. В разі дії на трубопровід зовнішніх сил (тяжіння, осьової та ін.) його міцність слід перевірити окремо.

Таблиця 4.3 – Мінімальні значення товщини стінки труби

Зовнішній діаметр згину труби, $d_{\text{зовн}}$, мм	38	51	70	90	103
Товщина стінки труби, s_{min} , мм	1,75	2	2,5	3	3,5

Для виготовлення трубопроводів використовуються безшовні, електрозварні та водогазопровідні труби. Останні застосовуються для транспортування речовини з тиском менше 1 МПа і температурою нижче 200 °С

(труби звичайні), а також з тиском до 1,6 МПа і температурою нижче 200 °С (труби підсилені). Трубопроводи, що працюють під тиском речовини, яка транспортується, більше 1,6 МПа і з температурою до 450 °С, виконуються із безшовних труб, виготовлених з вуглецевої сталі марок 10 та 20, а з температурою теплоносія понад 450 °С — з легованих сталей.

З'єднання трубопроводів виконується їх зварюванням. На фланцях допускається приєднання трубопроводів до арматури та обладнання. Для тиску робочої речовини до 0,25...1,3 МПа і з температурою 150...300 °С використовується чавунна арматура, при температурі робочої речовини до 450 °С — арматура з вуглецевої сталі. Ущільнення фланцевих з'єднань досягається за допомогою прокладок, які в трубопроводах пари і гарячої води під тиском до 4 МПа найчастіше виконують з пароніту чи клінгериту.

4.7 Вибір вентиляторів і димососів

Кожний котлоагрегат повинен мати не менше одного вентилятора і одного димососа. Але в процесі проектування котелень з котлами продуктивністю до 1,163 МВт (1 Гкал/год) допускається використання групових тягодуттьових установок, які складаються з двох вентиляторів і двох димососів (для всіх котлів). Від звичайних відцентрових вентиляторів димососи відрізняються більш високою температурою робочої речовини, тому вони мають більш міцні лопатки з охолодженням підшипників.

Вибір тягодуттьових машин здійснюється за заводськими характеристиками, що визначають залежність напору, який розвиває машина, від подачі. Густина речовини, що транспортується, повинна відповідати температурі 100...200 °С для димососа або 20 °С для вентилятора і атмосферному тиску 101,325 кПа.

Розрахункова подача вентилятора і димососа, м³/год

$$Q_v = k \cdot B_{p\kappa} \cdot V^0 \cdot \alpha_v \cdot (t_v + 273) / 273 \cdot 3600, \quad (4.37)$$

$$Q_d = k \cdot B_{p\kappa} \cdot [V_{\Gamma}^0 + (\alpha_d - 1) \cdot V^0] \cdot (t_d + 273) / 273 \cdot 3600, \quad (4.38)$$

де k — коефіцієнт запасу, що дорівнює 1,1;

$B_{p\kappa}$ — розрахункова витрата палива, кг/с (м³/с);

V^0 — теоретична кількість повітря, необхідна для згорання 1 кг твердого і рідкого палива або 1 м³ газоподібного палива, м³/кг (м³/м³);

V_{Γ}^0 — теоретичний об'єм продуктів згорання палива, м³/кг (м³/м³);

α_v і α_d — коефіцієнти надлишку повітря перед вентилятором і димососом, відповідно;

t_v , t_d — температури повітря перед вентилятором і димових газів перед димососом, відповідно.

Чисельні значення зазначених величин приймаються на підставі теплового розрахунку котлоагрегату. Для визначення тиску тягодуттьових машин необхідно знати опори газового та повітряного трактів котлоагрегату. Розрахунковий повний напір тягодуттьової машини визначається за ви-

разом, Па

$$H = 1,2 \cdot \Delta H, \quad (4.39)$$

де 1,2 — коефіцієнт запасу за тиском;

ΔH — перепад повних тисків газового тракту всіх елементів котлоагрегату (для димососа) або повітряного тракту (для вентилятора).

Розрахункова потужність електродвигуна тягодуттрової машини, кВт

$$N = 1,1 \cdot (Q/3600) \cdot H / \eta, \quad (4.40)$$

де Q — розрахункова подача машини, м³/год ;

η — к. к. д. машини в розрахунковому режимі ($\eta = 0,55 \dots 0,75$).

В процесі вибору тягодуттвових машин для парових і водогрійних котлів слід брати до уваги вказівки щодо комплектації тягодуттвовими машинами котлів (див. додаток А) і користуватись каталогами типових проектів котелень. Найбільшого поширення в котельнях набули тягодуттвові машини типів ДН (димососи) і ВДН (дуттвові вентилятори) з номерами, що відповідають діаметру робочого колеса машини з дециметрів (додаток Д). Регулювати подачу тягодуттрової установки можна за допомогою шибера, встановленого на вході в машину. Таке регулювання найбільш просте й надійне, але малоекономічне. Більш економічним є регулювання з використанням осьового напрямного апарата у вигляді поворотних лопатей, змонтованих у вхідному патрубку машини.

5 КОМПОНУВАННЯ КОТЕЛЕНЬ

Розміщення котельні на генеральному плані, котлоагрегатів та обладнання всередині самої котельні виконується відповідно до Правил Держтехнагляду і СНиП II-35-76. Котельні за розміщенням на генеральному плані поділяються на: *окремо розташовані, прибудовані* до будівель іншого призначення; *вбудовані* в будівлі іншого призначення.

Як правило, водогрійні котельні з котлами, що нагрівають воду до температури понад 115 °С, і парові котельні з робочим тиском пари більше 0,07 МПа споруджуються у вигляді окремо розташованих будівель. Від найближчих житлових і громадських будівель вони мають бути відокремлені санітарно-захисними зонами, які вибираються згідно зі СНиП II-89-80. Мінімальна протяжність санітарно-захисної зони котелень, що працюють на твердому паливі чи газі, становить 25 м, на рідкому паливі — 20 м. Розриви між будівлями та спорудами котелень визначаються санітарними і протипожежними нормами.

Приміщення котелень не повинні примикати до житлових і громадських будівель, а також розташовуватись всередині цих будівель та приміщень (вбудовуватись в них). Примикання котелень до виробничих приміщень допускається за умові відокремлення їх протипожежною стіною з

межею вогнестійкості не менше 4 год. Всередині виробничих приміщень, де технологічні процеси не є вогнебезпечними, а також над і під ними допускається розміщення: прямоточних котлоагрегатів паропродуктивністю кожного до 4 т/год.; котлоагрегатів, які задовольняють умову $(t - 100) \cdot V_k < 100$, де t —температура насиченої пари при робочому тиску, °C; V_k — водяний об'єм котла, м³; водогрійних котлоагрегатів теплопродуктивністю кожного не більше 5,8 МВт (5 Гкал/год), що не мають барабанів; котлів-утилізаторів.

У житлових і громадських будівлях дозволяється встановлювати парові котли з тиском нижче 0,07 МПа і водогрійні з температурою води не вище 115 °C. Однак і при цьому необхідно враховувати ряд додаткових обмежень, вказаних в [8].

За характером спорудження та компонуванням обладнання котельні поділяються на *закриті, напіввідкриті і відкриті*.

В закритих котельнях усе обладнання розташовується всередині будівлі. Такі котельні будуються всередині житлового масиву, а також у кліматичних районах із середньою температурою найхолоднішої п'ятиденки нижче (-30 °C). Зовні будівель напіввідкритих котелень розташовуються димососи, дуттьові вентилятори, деаератори, декарбонізатори, освітлювачі, баки різного призначення та інше обладнання. При цьому передбачаються заходи щодо забезпечення захисту трубопроводів і арматури від замерзання, а також заходи щодо охорони навколишнього середовища від забруднень. Ці котельні споруджуються в районах із розрахунковою температурою зовнішнього повітря -20...-30 °C. В будівлі відкритих котелень встановлюються тільки щити управління, насоси і фільтри хімічної водоочистки. Такі котельні будуються в районах із розрахунковою температурою зовнішнього повітря вище (- 20 °C).

Будівлі котелень, як правило, виконуються каркасними, одноповерховими з прогонами (глибиною) одного напрямку, які слід вибирати виходячи з довжини балок-ферм, що випускаються: 6, 9, 12, 18, 24 і 30 м. Вибір прогону визначається розмірами та компонуванням обладнання, яке монтується.

Висоти поверхів і розбивка віконних прорізів приймаються кратними збільшеному вертикальному модулю 0,6 м. Якщо частина будівлі виконується багатоповерховою, то позначки цих поверхів мають становити 3,6; 4,2 і 6 м, крім першого поверху, який може мати висоту 7,2 м. Вихідні двері котельного приміщення повинні відчинятись назовні. На всіх поверхах будівлі котелень має бути не менше двох виходів назовні, розташованих на протилежних сторонах будівлі. Розміри одних із дверей повинні бути такими, щоб можна було доставляти і виносити необхідне обладнання. Для цієї ж мети можна використовувати віконні прорізи та спеціальні отвори, які можуть закриватись і знову розкриватись в разі необхідності.

Компонування і конструкції будівель котелень повинні забезпечувати можливість розширення котелень. В разі монтажу тільки парових або

водогрійних котлів для розширення котелень залишається вільним один із торців будівлі. В пароводогрійних котельнях в одній половині будівлі слід установлювати парові, а в другій — водогрійні котли. Розширення парової частини котелень здійснюється в один бік, а водогрійної — в інший, тобто обидва торці мають бути вільними.

Компонування основного та допоміжного устаткування в будівлі котельні повинне забезпечувати зручність роботи і безпеку персоналу котелень, мінімальну протяжність трубопроводів, газоходів та повітропроводів, мінімальні витрати на спорудження котелень, скорочення чисельності обслуговуючого персоналу, автоматизацію технологічних процесів і механізацію ремонтних робіт. Вона має відповідати вимогам будівельних норм і правил, а також правил техніки безпеки, санітарних і протипожежних норм.

Практика проектування котелень показує, що найбільш раціональним компонуванням парових і водогрійних котелень є компонування з *паралельним* розташуванням котлоагрегатів і допоміжного обладнання.

Котлоагрегати в котельнях розташовуються в один ряд з фронтом обслуговування, спрямованим у бік віконних прорізів, а хвостові поверхні нагрівання (водяні економайзери, повітропідігрівники) і допоміжне обладнання (тягодуттєві машини, деаератори, мережні й живильні насоси та ін.) — перед кожним котлоагрегатом або за ним. Загальне обладнання, призначене для підготовки води, насоси і теплообмінники розміщуються з боку основного торця будівлі котелень. Проходи між котлами, економайзерами і стінами котельні (крім передньої) роблять не менше 1 м, а між окремими виступаючими частинами — не менше 0,8 м. В разі монтажу котлоагрегатів, які потребують обслуговування збоку (шурування, обдування, очищення газоходів, барабанів і колекторів, виймання труб, догляд за палинковими пристроями і т. д.), ширина бічного проходу повинна бути достатньою для їх обслуговування та ремонту, але не менш як 2 м для котлоагрегатів паропроодуктивністю 4 т/год і більше. Якщо проходу між обмурком котла і стіною будівлі котельні нема, то обмурок розташовують від неї не менше як на 0,7 м. Відстань від фронту котлоагрегатів або виступаючих частин їх топок до протилежної стіни котельні повинна становити, як правило, не менше як 3 м. Для котлів, що працюють на рідкому або газоподібному паливі відстань від виступаючих частин палинкових пристроїв до стіни котельні роблять не менше 1 м. Котлоагрегати з неоднаковою довжиною монтуються таким чином, щоб їх фронт по можливості був на одній лінії.

Якщо котлоагрегати розташовані топками напроти, то відстань між фронтом котлоагрегатів і виступаючими частинами їх топок повинна становити не менше 4 м. При цьому відстань між палинковими пристроями котлоагрегатів, які працюють на рідкому або газоподібному паливі, має бути не менше 2 м. Перед фронтом котлоагрегатів можна встановлювати насоси, вентилятори та інше обладнання. При цьому ширину вільних про-

ходів вздовж фронту котлоагрегатів роблять не меншу як 1,5 м і так, щоб обладнання не заважало нормальному обслуговуванню топок котлоагрегатів.

Відстань від верхньої позначки (площадки) обслуговування котлів і економайзерів до нижньої частини котелень має бути не менша 2 м. Якщо перехід через барабан, сухопарник або економайзер не потрібний, то відстань від них до нижньої частини котельні може бути зменшена до 0,7 м.

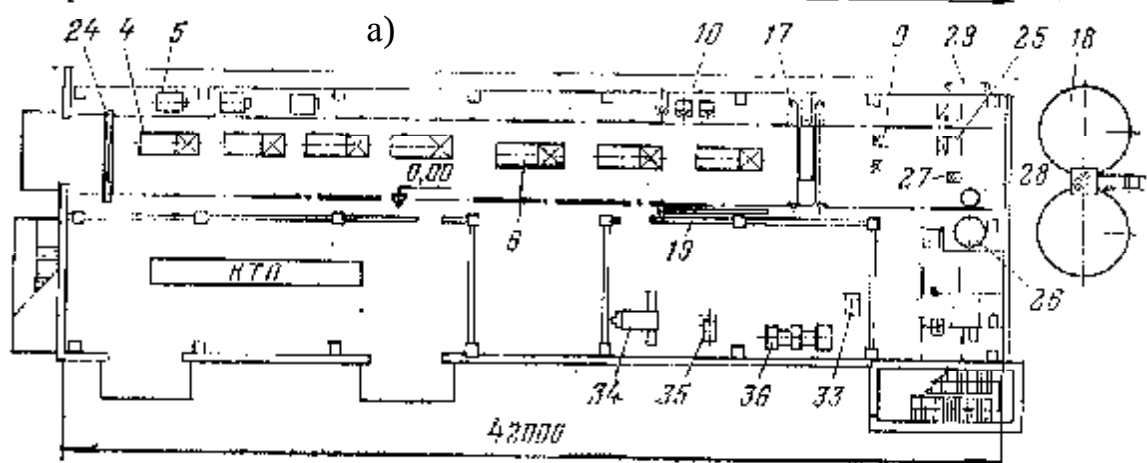
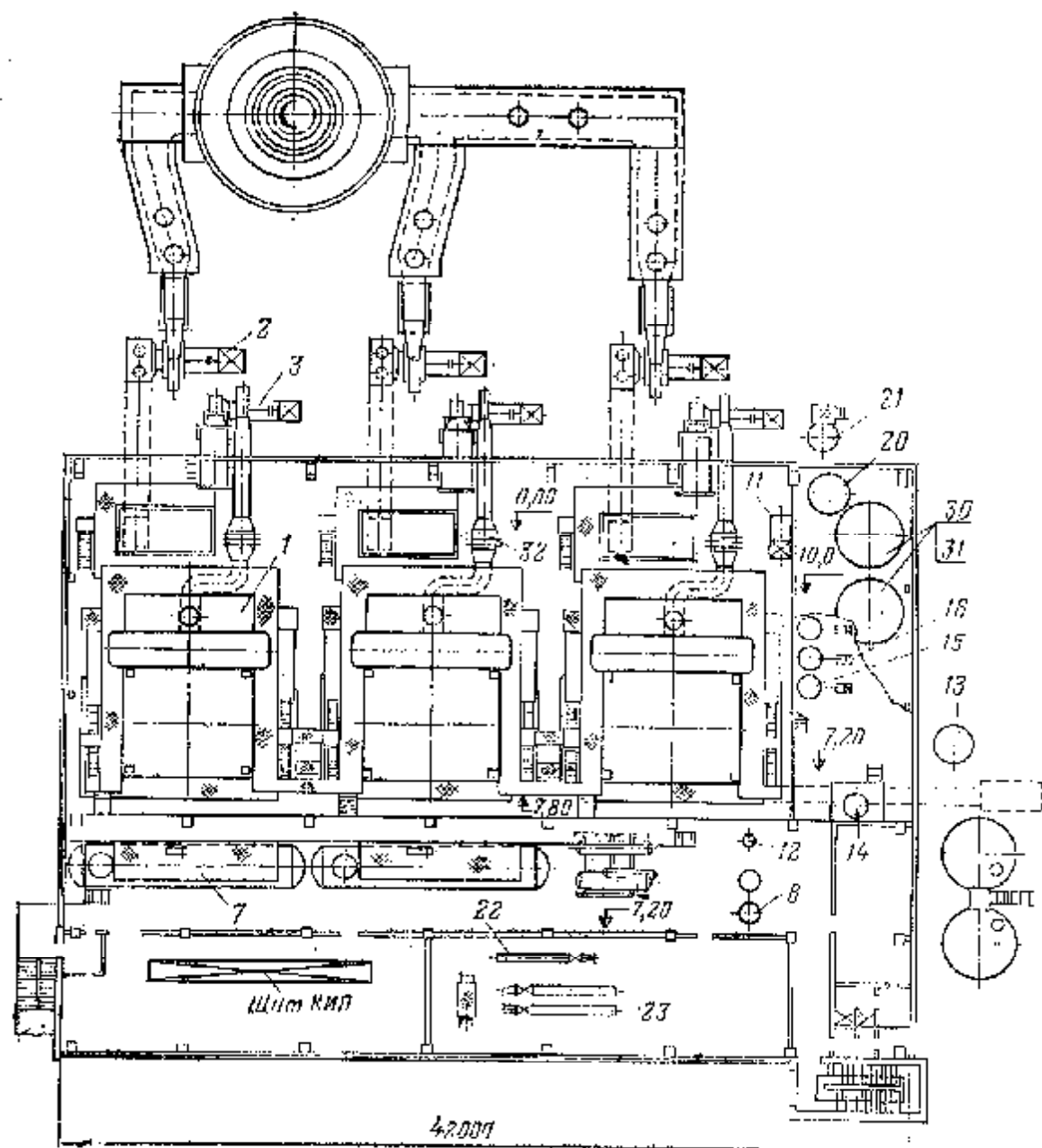
Для зручності обслуговування і безпеки роботи проходи між агрегатами допоміжного обладнання котелень мають бути не менш як 0,7 м. Для обслуговування котлів, пароперегрівників і економайзерів мають бути змонтовані постійні площадки і сходи з поручнями заввишки не менше 1 м із суцільною обшивкою поручнів по низу на 100 мм. Ширина площадок, призначених для обслуговування арматури, повинна бути не менше 800 мм, а ширина всіх інших площадок і сходів — не менше 600 мм. Вільна висота над прохідними площадками і сходами має бути не менша 2 м.

Димова труба споруджується за межами будівлі котелень на відстані, що визначається компонованням встановлюваних зовні будівлі золоуловлювачів і димососів, а також розмірами фундаменту під димову трубу й конструкцією газоходів. За наявності високих рівнів ґрунтових вод газоходи виконуються надземними. В котельнях з боку основного торця передбачаються приміщення для механічних майстерень, лабораторій, водопідготовчих установок і контрольно-вимірювальних приладів, а також службово-побутових потреб обслуговуючого та ремонтного персоналу. В котельнях великої потужності обладнання водопідготовки слід розміщати окремо.

Один із важливих принципів сучасного компоновання устаткування котелень полягає у використанні окремих блоків підвищеної заводської готовності разом з трубопроводами, газоходами, повітропроводами, кабелями та іншими комунікаціями. На монтажній площадці проводяться тільки необхідне доведення блоків і з'єднання їх між собою.

Проектування котелень здійснюється відповідно до типових проектів, рекомендованих Держбудом. Центральним інститутом типових проектів Держбуду випускаються будівельні каталоги у вигляді періодичних збірників каталожних аркушів і каталогів типових проектів. Під час виконання креслень будівель і планів розміщення обладнання котелень слід керуватись державними стандартами проектної документації для будівництва (СПДС), які доповнюють державні стандарти Єдиної системи конструкторської документації (ЕСКД). Загальні положення СПДС викладено в ГОСТ 21.101—79.

Приклади компоновання парових та водогрійних котелень показані на рис. 5.1 та 5.2.



б)

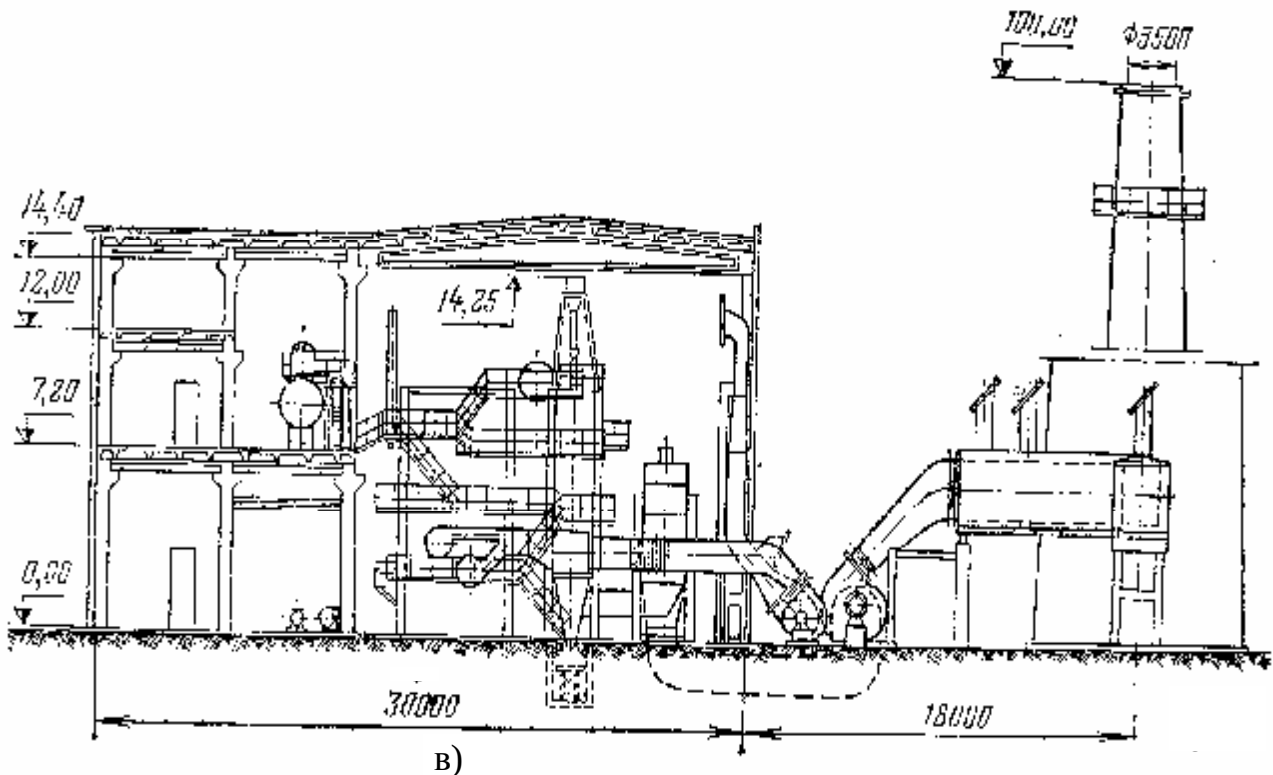
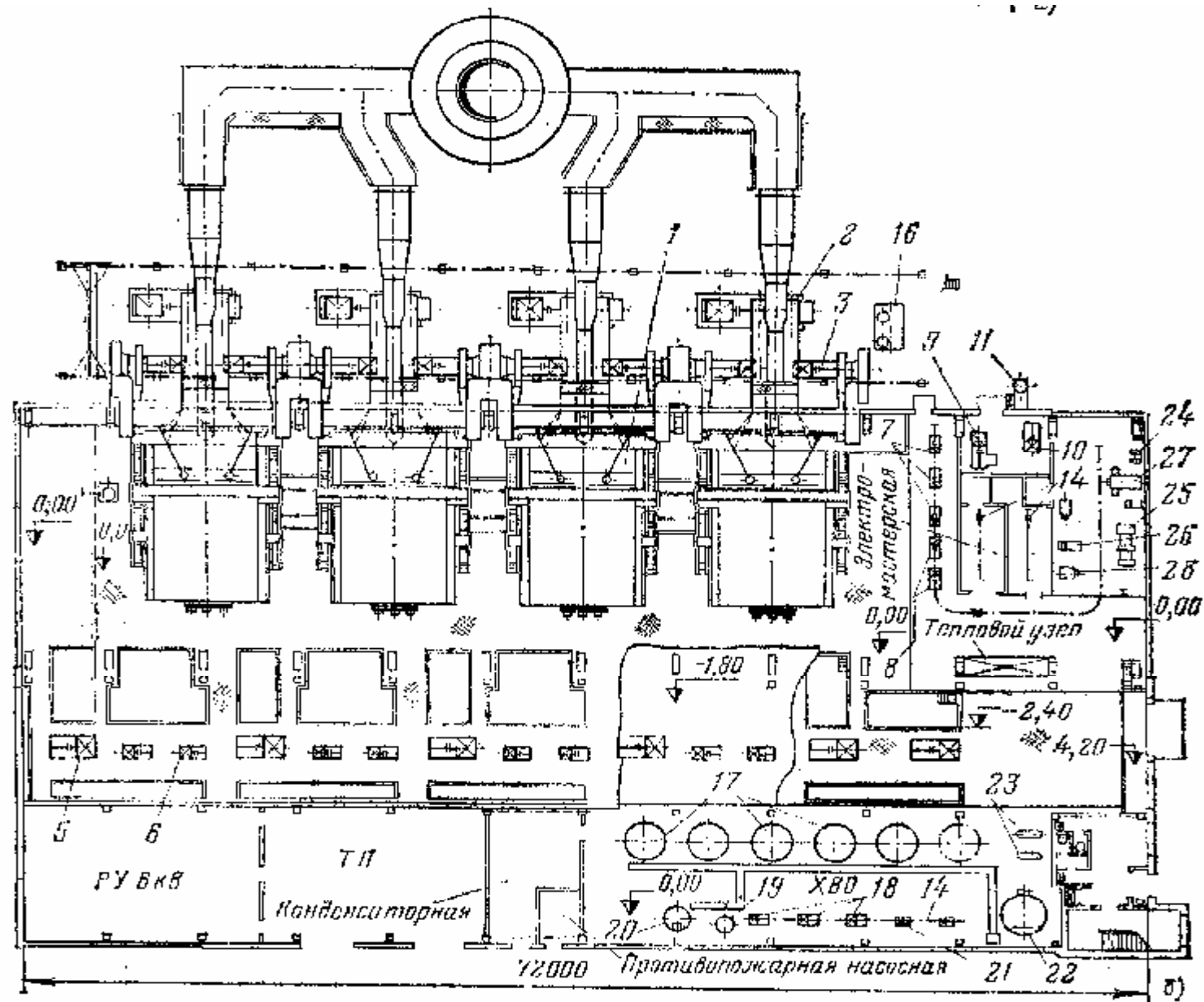


Рисунок 5.1 – Компонування парової котельні з котлами ГМ-50-14:

а) вид зверху; б) ділянка плану на позначці 0,00; в) розріз; 1 - котел паровий ГМ-50-14; 2 - димосос; 3 - вентилятор; 4 - насос живильний; 5 - насос живильний паровий; 6 - насос мережний; 7 - деаератор атмосферний; 8 - підігрівник мережної води; 9 - насос конденсатний; 10 - насос підживлювальний; 11 - компресор; 12 - сепаратор безперервної продувки; 13 - розширник періодичної продувки; 14 - теплообмінник; 15 - бак розчину фосфату; 16 - насос-дозатор; 17 - охолодник конденсату; 18 - бак з конденсатами; 19 - підігрівник; 20 - бак технічної води; 21 - повітрозбірник; 22, 23 - РОУ 14/2; 14/8 атм; 24 - кран-балка; 25 - насос сирої води; 26 - гідромішалка; 27 - насос фосфату; 28 - солерозчинник; 29 - підігрівник сирої води; 30 - бак для ВПУ; 31 - бак насиченого розчину солі; 32 - калорифер; 33 - верстат обдирно-шліфувальний; 34 - верстат фрезерний; 35 - станок свердлувальний; 36 - верстат токарно-гвинторізний.



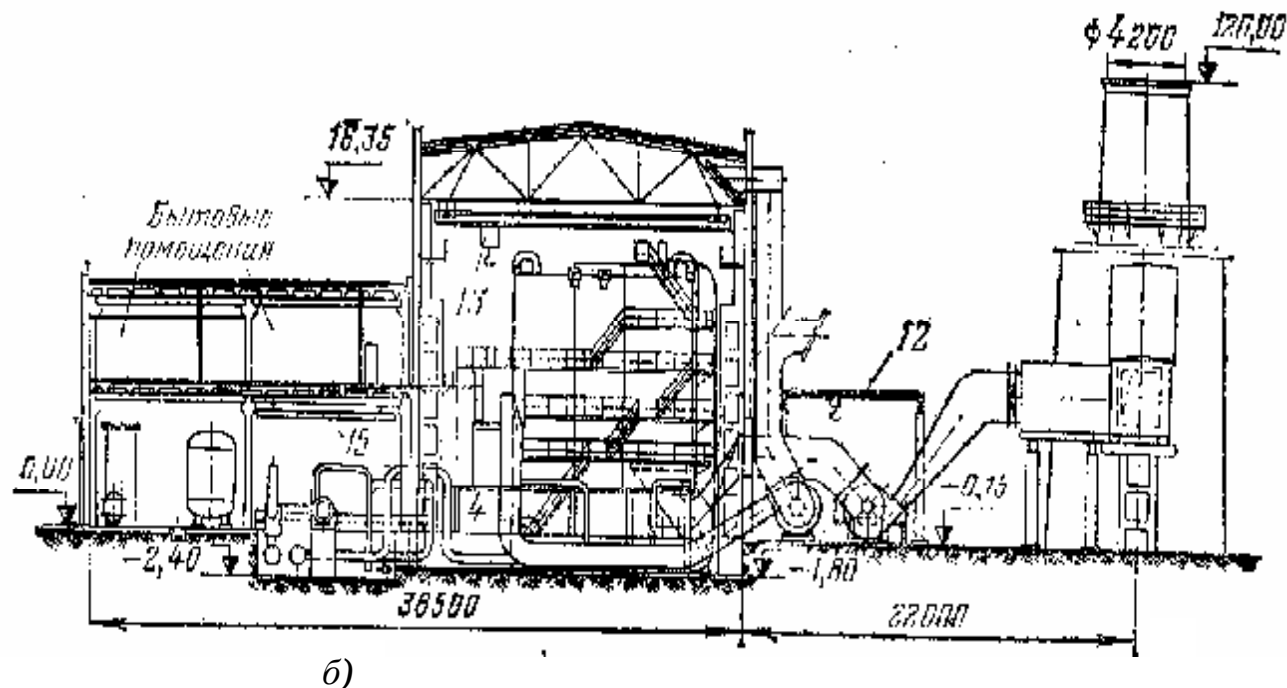


Рисунок 5.2 – Компонування водогрійної котельні з котлами КВ-ГМ-100.; а) план на відмітці 0.00; б) розріз; 1 – котел водогрійний КВГМ-100; 2 – димосос; 3 – вентилятор; 4 – вентилятор високонапірний; 5 — насос мережний; 6 – насос рециркуляційний; 7 – насос підживлювальний; 8 – насос конденсатний; 9 – повітродувка; 10 – компресор; 11 – повітрозбірник; 12 – кран ручний мостовий; 13 – кран підвісний електричний; 14 – таль ручний; 15 – таль електричний; 16 – продувальний колодязь; 17 – фільтр катіонітовий; 18 – насос сирої води; 19 – солерозчинник; 20 – бак-мірник розчину солі; 21 – насос розрихлення; 32 – бак розрихлення; 23 – підігрівник; 24 – верстат шліфувальний; 25 – верстат токарний; 26 – верстат свердлувальний; 27 – верстат фрезерний; 28 – верстат строгальний.

6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ І ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ КОТЕЛЕНЬ

Для порівняння різних варіантів рішень в процесі проектування котельні, оцінювання енергетичної ефективності і економічної доцільності визначаються техніко-економічні показники :

1. Річне виробництво теплоти ΣQ_v , МДж/рік (Гкал/рік).
2. Річний відпуск теплоти $\Sigma Q_{відп}$, МДж/рік (Гкал/рік).
3. ККД котлоагрегатів, η_k , %.
4. ККД бруто котельні, $\eta_{кот}^{бр}$, %.
5. ККД нетто котельні, $\eta_{кот}^H$, %.
6. Питома витрата умовного палива на одиницю виробленої b_v і відпущеної $b_{відп}$ теплоти, кг/МДж (кг/Гкал).
7. Власні потреби теплової $q_{вп}$ та електричної енергії $e_{вп}$.
8. Загальні і питомі капіталовкладення K , грн., к, грн./МВт.
9. Собівартість виробленої $СВ_v$ та відпущеної $СВ_{відп}$ теплоти, грн.
10. Термін окупності капіталовкладень $T_{ок}$, років.

Різниця між виробленою і відпущеною теплою характеризується рівнем досконалості обладнання котельні, її власними потребами в теплоті та електроенергії, можливостями використання вторинних енергоресурсів, а також станом теплових мереж.

Питомі витрати палива визначаються за формулами, кг/ГДж

$$b_v = V_{річн} / \Sigma Q_v, \quad (6.1)$$

$$b_{відп} = V_{річн} / \Sigma Q_{відп}. \quad (6.2)$$

де $V_{річн}$ – річна витрата умовного палива з урахуванням втрат в процесі його транспортування, розвантаження, збереження та обробки, включаючи втрати на розпалювання та інші втрати.

ККД бруто котельні – відношення теплоти, відпущеної споживачам, до теплоти витраченого палива:

$$\eta_{кот}^{бр} = \Sigma Q_{відп} / (V_{річн} \cdot Q_n^p), \quad (6.3)$$

де Q_n^p – теплота згорання палива, кДж/кг, кДж/м³.

Слід відзначити, що в розрахунках величина ККД бруто котельні включає власні потреби котельні в теплоті.

ККД нетто котельні - відношення теплоти, відпущеної споживачам до сумарної теплоти спалювання палива і теплоти, що витрачена на виробництво електроенергії для власних потреб котельні

$$\eta_{кот}^H = \Sigma Q_{відп} / [(V_{річн} + V_{річн}^{вп еє}) \cdot Q_n^p]. \quad (6.4)$$

Частки власних потреб теплової та електричної енергії

$$q_{вп} = Q_{вп} / Q_v, \quad (6.5)$$

$$e_{вп} = N_{вп} / Q_v. \quad (6.6)$$

Екологічні показники (шкідливі викиди, теплове забруднення тощо) потрібно враховувати при проектуванні як обмеження.

Капітальні вкладення

Капітальні вкладення складаються з одночасних витрат на будівництво і обладнання котельні, а також на виконання монтажно-налагоджувальних робіт. Найбільш точним методом визначення їх є складання кошторисів з переліком необхідного обладнання, матеріалів, включаючи всі будівельно-монтажні роботи. При цьому вартість обладнання та матеріалів установлюється за прейскурантами, а монтажу — за цінниками. Однак цей метод складний і трудомісткий. Тому для орієнтовних розрахунків і порівняння різних варіантів проекту котельні капітальні вкладення можна визначати за укрупненими показниками [4, 9].

Експлуатаційні витрати

Експлуатаційні витрати на відпуск із котельні теплової енергії у вигляді пари або гарячої води залежать від витрат на роботу обладнання, експлуатацію будівлі та споруд, заробітну плату і від втрат, безпосередньо пов'язаних з виробництвом теплоти.

Експлуатаційні витрати визначаються за рік роботи котельні. Річні експлуатаційні витрати (витрати виробництва) складаються з витрат на паливо, споживане котельнею, $C_{\text{п}}$; електричну енергію, що надходить із зовнішніх джерел електропостачання (районної електричної мережі), $C_{\text{ее}}$; воду, що витрачається в котельні, $C_{\text{в}}$; амортизацію обладнання, будівель, споруд та інших основних фондів $C_{\text{а}}$; поточний ремонт основних фондів $C_{\text{пр}}$; заробітну плату обслуговуючого персоналу $C_{\text{зп}}$ та інші витрати $C_{\text{і}}$.

Витрати палива. Ці витрати визначаються за величиною річної витрати палива $V_{\text{річ}}$ і його вартості $\Pi_{\text{п}}$. В обчисленні річної витрати палива враховуються втрати за час його транспортування, розвантаження, зберігання й переробки, а також інші втрати, пов'язані з додатковими витратами в котельні, грн./рік

$$C_{\text{п}} = V_{\text{річ}} \cdot \Pi_{\text{п}} \cdot k_{\text{вп}}, \quad (6.7)$$

де $k_{\text{вп}}$ — коефіцієнт, яким враховують втрати палива (орієнтовно цей коефіцієнт дорівнює 1,006 для мазуту і газу та 1,015 для твердого палива).

Витрати на електричну енергію. Більшість допоміжного обладнання котельні обладнується електродвигунами, в котельні працює електричне освітлення, інші прилади. Необхідно враховувати установлену потужність електроспоживачів, коефіцієнт споживання енергії і число годин роботи, але на основі багаторічного досвіду проектування та експлуатації котелень отримані діапазони питомих показників споживання електроенергії, віднесених до теплової потужності котельні $e_{\text{вп}}$, кВт/МВт.

Для парових котелень видатністю 4...50 т/год, тиском пари 1,4...4 МПа питомі витрати в залежності від виду палива складають, кВт/МВт: 7,75...13,8 — для газу; 9,5...15,5 — для мазуту; 10,3...17,3 — для твердого палива [4].

Для водогрійних котелень теплопродуктивністю 8,6...25,8 МВт ці питомі витрати дорівнюють, кВт/МВт: 11,2...19,8 для газу; 13,8...21,6 для ма-

зуту; 15,5...31,9 для твердого палива.

Загальна витрата електричної енергії, кВт·год / рік

$$E_{\text{річн}} = e_{\text{вп}} \cdot Q_{\text{в}} . \quad (6.8)$$

Для одно- та двоставкового тарифу витрати на електроенергію, грн./рік

$$C_{\text{ее}} = \Pi_{\text{ее}} \cdot E_{\text{річн}} , \quad (6.9)$$

$$C_{\text{ее}} = a \cdot N_y + b \cdot E_{\text{річн}} , \quad (6.10)$$

де $\Pi_{\text{ее}}$ – одноставковий тариф на електричну енергію, грн./(кВт · год);

a – ставка за приєднану до мережі потужність, грн / (кВт);

b – оплата за одиницю споживаної енергії, грн./(кВт · год).

Значення $\Pi_{\text{ее}}$, a та b визначаються за тарифами на електричну енергію для певного району.

Витрати на воду. Ці витрати встановлюються за витратою води та її ціною, грн./рік

$$C_{\text{в}} = G_{\text{в}} \cdot \Pi_{\text{в}} , \quad (6.11)$$

де $\Pi_{\text{в}}$ – ціна води, грн. / м³ ;

$G_{\text{в}}$ — витрата води (м³/рік).

Витрати на амортизацію. Вони визначаються за величиною капітальних вкладень K і нормами амортизаційних відрахувань, грн/рік

$$C_{\text{а}} = K \cdot N_{\text{а}} , \quad (6.12)$$

де $N_{\text{а}}$ — норма амортизаційних відрахувань, що включає витрати на реновацію і капітальний ремонт обладнання котельні та залежить від виду її основних фондів. Тому витрати на амортизацію спочатку мають бути визначені окремо для будівель та споруд і окремо для обладнання.

Однак можна скористатись укрупненими даними, прийнявши усереднену норму амортизаційних відрахувань: для опалювальних котелень 7 %, а для промислових і промислово-опалювальних – 7,5 %.

З використанням високосірчастого палива норми амортизаційних відрахувань збільшуються на 30 %.

Витрати на поточний ремонт. Ці витрати можуть бути прийняті такими, що дорівнюють 20 % для закритих і 30 % для відкритих котелень відносно витрат на амортизацію.

Витрати на заробітну плату. Їх розрахунок виконується з урахуванням основної та додаткової заробітних плат, а також відрахувань на соціальне страхування. Чисельність персоналу котельні визначається за штатним коефіцієнтом (табл. 6.1), який являє собою відношення кількості персоналу за штатним розкладом до встановленої теплової потужності котельні $Q_{\text{вст}}$.

Таблиця 6.1 – Значення штатного коефіцієнта $k_{\text{шт}}$ котелень [5]

Встановлена потужність котельні, МВт	Газ, мазут	Тверде паливо
5,8	5	6
11,6	2,8	3,5
34,8	0,8	1
104	0,4	0,6
174	0,25	0,5

Тоді витрати на заробітну плату, грн. /рік

$$C_{зп} = k_{шт} \cdot Q_{вст} \cdot k_{дод} \cdot \Phi_{зп} , \quad (6.13)$$

де $k_{дод}$ – коефіцієнт, що враховує додаткові нарахування і приймається рівним $k_{дод} = 1,33$;

$\Phi_{зп}$ – середній річний фонд заробітної плати, грн./рік.

Інші витрати. До них належать витрати на охорону праці, техніку безпеки, пожежну охорону, адміністративний персонал тощо. Значення цих витрат в процентах від суми всіх попередніх витрат в залежності від виду палива : вугілля – 8,5...12,5 %; мазут – 12 % ; газ – 6 %.

Загальні річні експлуатаційні витрати, грн./рік

$$C_{річн} = C_{п} + C_{ее} + C_{в} + C_{а} + C_{пр} + C_{зп} + C_i . \quad (6.14)$$

Собівартість теплової енергії. Термін окупності капіталовкладень

Визначивши річні експлуатаційні витрати на відпуск із котельні теплової енергії у вигляді гарячої води або пари, можна розрахувати собівартість виробки цієї енергії (грн./МДж) або (грн./Гкал)

$$CB_{в} = C_{річн} / \Sigma Q_{в} , \quad (6.15)$$

і собівартість її відпуску $CB_{відп} = C_{річн} / \Sigma Q_{відп} . \quad (6.16)$

Отримані значення можна порівняти з діючими і визначити річний економічний ефект від виробництва теплової енергії, грн./рік

$$E_{річн} = Q_{відп} \cdot (\Pi_{те} - CB_{відп}) , \quad (6.17)$$

де $\Pi_{те}$ – вартість теплової енергії, що продається споживачам, (грн./МДж) або (грн./Гкал).

Тоді простий термін окупності капіталовкладень, років

$$T = K / (E_{річн} - C_{річн}) . \quad (6.18)$$

Розроблені варіанти котелень порівнюють за приведеними витратами

$$ЗВ = K \cdot E_{н} + C_{річн} , \quad (6.19)$$

де $E_{н}$ – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень, який в умовах ринкової економіки приймається в діапазоні $E_{н} = 0,25...0,35$.

\

7 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛОВИХ СХЕМ ПАРОВИХ КОТЕЛЕНЬ

Приклад 7.1

Парова промислова котельня постачає пару споживачам потужністю 20 МВт з параметрами $P_0 = 1,5$ МПа, $t_0 = 247$ °С. Від споживачів повертається 70 % конденсату з температурою 110 °С, а надходить в атмосферний деаератор котельні 60 % з температурою 90 °С. Визначити витрати умовного і робочого ($Q_n^c = 34$ МДж/м³) палива, ККД бруто котельні, якщо: ККД парових котлів $\eta_k = 0,92$; частка власних потреб пари $\alpha_{вп} = 0,03$; частка безперервної продувки $p = 0,03$; деаератор заживлений парою з головної магістралі котельні за допомогою редукційної установки (РУ); температура живильної та додаткової води 104 °С і 20 °С, відповідно. Принципова теплова схема котельні наведена на рис.7.1.

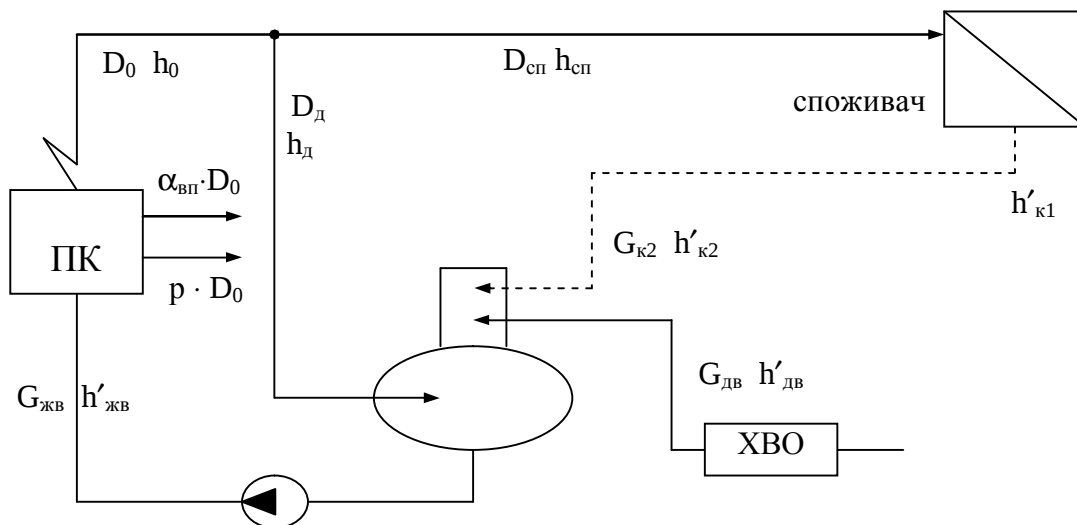


Рисунок 7.1 – Теплова схема парової котельні

Розв'язування

За допомогою таблиць властивостей води і водяної пари [6] визначимо ентальпії потоків пари, конденсату і води згідно з позначеннями на рис. 7.1, кДж/кг

$h_0 = h_d = h_{сп} = 2912$; $h'_{к1} = 460,9$; $h'_{к2} = 377,1$; $h'_{жв} = 435,8$; $h'_{дв} = 84$; $h'_{кв} = 854,1$; $h'_{хв} = 21$ – ентальпія сирі холодної води з температурою 5 °С.

Витрата пари на промислові споживачі, кг/с

$$D_{сп} = Q_{сп} / [(h_0 - h'_{к1}) + (1 - \alpha_k)(h'_{к1} - h'_{хв})] =$$

$$= 20 \cdot 10^3 / [(2912 - 460,9) + (1 - 0,7)(460,9 - 21)] = 7,743 .$$

Витрата конденсату, що надходить в деаератор, кг/с

$$G_{к2} = D_{сп} \cdot \beta_k = 7,743 \cdot 0,6 = 4,65 .$$

Паровидатність котельні, кг/с

$$D_0 = D_{\text{сп}} + D_{\text{д}} = 7,743 + D_{\text{д}} .$$

Витрата живильної води, кг/с

$$\begin{aligned} G_{\text{жв}} &= D_0 + \alpha_{\text{вп}} \cdot D_0 + p \cdot D_0 = D_0 \cdot (1 + 0,03 + 0,03) = \\ &= 1,06 \cdot D_0 = 8,21 + 1,06 \cdot D_{\text{д}} . \end{aligned}$$

Матеріальний баланс деаератора, кг/с

$$D_{\text{д}} + G_{\text{к2}} + G_{\text{дод}} = G_{\text{жв}} ,$$

або
$$D_{\text{д}} + 4,65 + G_{\text{дв}} = 8,21 + 1,06 \cdot D_{\text{д}} ,$$

звідки
$$G_{\text{дв}} = 3,56 + 0,06 \cdot D_{\text{д}} .$$

Тепловий баланс деаератора

$$G_{\text{жв}} \cdot h_{\text{жв}} = D_{\text{д}} \cdot h_{\text{д}} + G_{\text{к2}} \cdot h'_{\text{к2}} + G_{\text{дв}} \cdot h'_{\text{дв}} ,$$

або
$$(8,21 + 1,06 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 435,8 = D_{\text{д}} \cdot 2912 + 4,65 \cdot 377,1 + (3,56 + 0,06 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 84 ,$$

звідки
$$D_{\text{д}} = 0,621 \text{ кг/с},$$

$$D_0 = 7,743 + D_{\text{д}} = 7,743 + 0,621 = 8,364 \text{ кг/с},$$

$$G_{\text{жв}} = 8,21 + 1,06 \cdot D_{\text{д}} = 8,21 + 1,06 \cdot 0,621 = 8,869 \text{ кг/с},$$

$$G_{\text{дв}} = 3,56 + 0,06 \cdot D_{\text{д}} = 3,56 + 0,06 \cdot 0,621 = 3,597 \text{ кг/с}.$$

Теплова потужність котельні, кВт

$$\begin{aligned} Q_{\text{к}} &= D_0 \cdot (1 + \alpha_{\text{вп}}) \cdot (h_0 - h'_{\text{жв}}) + D_0 \cdot p \cdot (h'_{\text{кв}} - h'_{\text{жв}}) = \\ &= 8,364 \cdot (1 + 0,03) \cdot (2912 - 435,8) + 8,364 \cdot 0,03 \cdot (854,1 - 435,8) = 21437 . \end{aligned}$$

Витрата умовного палива, кг/с

$$B_{\text{у}} = Q_{\text{к}} / (Q_{\text{н у}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}) = 21437 / (29330 \cdot 0,92) = 0,794 .$$

Витрата робочого палива, м³/с

$$B_{\text{р}} = Q_{\text{к}} / (Q_{\text{н}}^{\text{с}} \cdot \eta_{\text{к}}) = 21437 / (34000 \cdot 0,92) = 0,685 .$$

ККД котельні

$$\eta_{\text{кот}} = Q_{\text{сп}} / (B_{\text{у}} \cdot Q_{\text{н у}}^{\text{р}}) = 20 / (0,794 \cdot 29,330) = 0,858.$$

Приклад 7.2

Парова котельня постачає пару промисловим споживачам. Перша група споживає пару з параметрами $P_1 = 1$ МПа, $t_1 = 200$ °С, а друга група потужністю 34 МВт – пару з параметрами $P_2 = 0,5$ МПа, $t_2 = 170$ °С. Відпуск пари споживачам другої групи здійснюється з головної парової магістралі за допомогою РОУ. Споживачі першої групи повертають 90 % конденсату з температурою насичення, а другої групи – 60 % конденсату з температурою 120 °С. В деаератор котельні надходить 80 % конденсату від споживачів першої групи з температурою 100 °С і 55 % конденсату від споживачів другої групи з температурою 80 °С. Робочим паливом є мазут з теплотою згорання $Q_H^P = 40$ МДж/кг. Визначити витрату умовного і робочого палива, ККД брутто котельні, якщо: витрата пари споживачам першої групи складає 12 кг/с; температура мазуту на вході в котел 120 °С; ККД котла $\eta_k = 0,92$; частка власних потреб пари $\alpha_{вп} = 0,03$; частка безперервної продувки $p = 0,02$; деаератор заживлений парою з РОУ; температура живильної та додаткової води 104 °С і 20 °С, відповідно.

Принципова теплова схема котельні показана на рис.7.2.

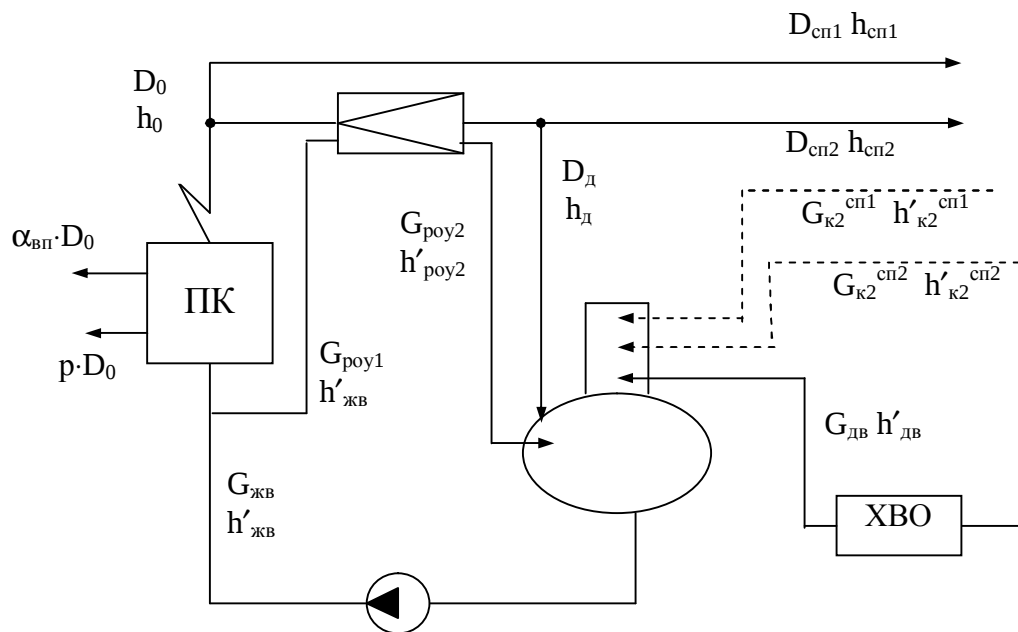


Рисунок 7.2 – Теплова схема парової котельні

Розв'язування

За допомогою таблиць властивостей води і водяної пари [6] визначимо ентальпії потоків пари, конденсату і води згідно з позначеннями на рис. 7.2, кДж/кг

$$h_0 = h_{сп1} = 2828; h_{сп2} = h_d = 2784; h'_{к1}^{сп1} = 758,7; h'_{к1}^{сп2} = 502,8; h'_{к2}^{сп1} = 419; h'_{к2}^{сп2} = 335,2; h'_{жв} = 435,8; h'_{дв} = 84; h'_{кв} = 777,1; h'_{роу2} = 667; h'_{хв} = 21.$$

Теплова потужність першої групи споживачів, МВт

$$Q_{\text{сп1}} = D_{\text{сп1}} \cdot [h_{\text{сп1}} - h'_{\text{к1}}^{\text{сп1}} + (1 - \alpha_{\text{к}}^{\text{сп1}}) \cdot (h'_{\text{к1}}^{\text{сп1}} - h'_{\text{хв}})] =$$

$$= 12 \cdot [(2828 - 758,7) + (1 - 0,9) \cdot (758,7 - 21)] = 25,717$$

Витрата пари на другу групу споживачів, кг/с

$$D_{\text{сп2}} = Q_{\text{сп2}} \cdot 10^3 / [h_{\text{сп2}} - h'_{\text{к1}}^{\text{сп2}} + (1 - \alpha_{\text{к}}^{\text{сп2}}) \cdot (h'_{\text{к1}}^{\text{сп2}} - h'_{\text{хв}})] =$$

$$= 34 \cdot 10^3 / [2784 - 502,8 + (1 - 0,6) \cdot (502,8 - 21)] = 13,74 .$$

Витрати потоків конденсатів, що надходять в деаератор

$$G_{\text{к2}}^{\text{сп1}} = D_{\text{сп1}} \cdot \beta_{\text{к}}^{\text{сп1}} = 12 \cdot 0,8 = 9,6 \text{ кг/с} ;$$

$$G_{\text{к2}}^{\text{сп2}} = D_{\text{сп2}} \cdot \beta_{\text{к}}^{\text{сп2}} = 13,74 \cdot 0,55 = 7,56 \text{ кг/с} .$$

Витрата охолодної води на одиницю гострої пари на РОУ, кг/кг

$$g = \frac{G_{\text{рой1}}}{D_0 - D_{\text{сп1}}} = \frac{h_0 - h_{\text{сп2}}}{h'_{\text{рой2}} - h'_{\text{жв}} + \phi \cdot (h_{\text{сп2}} - h'_{\text{рой2}})} =$$

$$= \frac{2828 - 2784}{777,1 - 435,8 + 0,8 \cdot (2784 - 777,1)} = 0,0226 .$$

Витрата живильної води на РОУ, кг/с

$$G_{\text{рой1}} = g \cdot (D_0 - D_{\text{сп1}}) .$$

Витрата води, яка зливається з РОУ в деаератор

$$G_{\text{рой2}} = (1 - \phi) \cdot G_{\text{рой1}} = (1 - 0,8) \cdot G_{\text{рой1}} = 0,2 \cdot G_{\text{рой1}} .$$

Матеріальний баланс РОУ, кг/с

$$(D_0 - D_{\text{сп1}}) + G_{\text{рой1}} = D_{\text{сп2}} + D_{\text{д}} + G_{\text{рой2}} ,$$

або $(D_0 - D_{\text{сп1}}) + g \cdot (D_0 - D_{\text{сп1}}) = D_{\text{сп2}} + D_{\text{д}} + 0,2 \cdot g \cdot (D_0 - D_{\text{сп1}}) ,$

звідки $D_0 = D_{\text{сп1}} + (D_{\text{сп2}} + D_{\text{д}}) / (1 + 0,8 \cdot g) =$

$$= 12 + (13,74 + D_{\text{д}}) / (1 + 0,8 \cdot 0,0226) = 25,50 + 0,982 \cdot D_{\text{д}} .$$

Тоді $G_{\text{рой1}} = g \cdot (D_0 - D_{\text{сп1}}) =$

$$= 0,0226 \cdot (25,50 + 0,982 \cdot D_{\text{д}} - 12) = 0,305 + 0,0222 \cdot D_{\text{д}} ;$$

$$G_{\text{рой2}} = 0,2 \cdot G_{\text{рой1}} = 0,2 \cdot (0,305 + 0,0222 \cdot D_{\text{д}}) = 0,061 + 0,00444 \cdot D_{\text{д}} .$$

Витрата живильної води, кг/с

$$G_{\text{жв}} = D_0 + \alpha_{\text{вп}} \cdot D_0 + p \cdot D_0 = D_0 \cdot (1 + 0,03 + 0,02) = 27,03 + 1,05 \cdot D_{\text{д}} .$$

Матеріальний баланс деаератора, кг/с

$$D_{\text{д}} + G_{\text{к2}}^{\text{сп1}} + G_{\text{к2}}^{\text{сп2}} + G_{\text{дв}} + G_{\text{рой2}} = G_{\text{жв}} + G_{\text{рой1}} ,$$

$$\begin{aligned} \text{або} \quad D_d + 9,6 + 7,56 + G_{дв} + 0,061 + 0,00444 \cdot D_d = \\ = 27,03 + 1,05 \cdot D_d + 0,305 + 0,0222 \cdot D_d, \end{aligned}$$

$$\text{звідки} \quad G_{дв} = 10,11 + 0,0587 \cdot D_d.$$

Тепловий баланс деаератора, кВт

$$\begin{aligned} (G_{жв} + G_{роу1}) \cdot h'_{жв} = D_d \cdot h_d + G_{к2}^{сп1} \cdot h'_{к2}^{сп1} + G_{к2}^{сп2} \cdot h'_{к2}^{сп2} + \\ + G_{дв} \cdot h'_{дв} + G_{роу2} \cdot h'_{роу2}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{або} \quad (27,03 + 1,05 \cdot D_d + 0,305 + 0,0222 \cdot D_d) \cdot 435,8 = D_d \cdot 2784 + 9,6 \cdot 419 + \\ + 7,56 \cdot 335,2 + (10,11 + 0,0587 \cdot D_d) \cdot 84 + (0,061 + 0,00444 \cdot D_d) \cdot 667, \end{aligned}$$

$$\text{звідки} \quad D_d = 1,918 \text{ кг/с};$$

$$D_0 = 25,50 + 0,982 \cdot D_d = 25,50 + 0,982 \cdot 1,918 = 27,38 \text{ кг/с};$$

$$G_{роу1} = 0,305 + 0,0222 \cdot D_d = 0,305 + 0,0222 \cdot 1,918 = 0,348 \text{ кг/с};$$

$$G_{роу2} = 0,2 \cdot G_{роу1} = 0,2 \cdot 0,348 = 0,0696 \text{ кг/с};$$

$$G_{жв} = 27,03 + 1,041 \cdot D_d = 27,03 + 1,05 \cdot 1,918 = 29,03 \text{ кг/с};$$

$$G_{дв} = 10,11 + 0,0587 \cdot D_d = 10,11 + 0,0587 \cdot 1,918 = 10,22 \text{ кг/с}.$$

Теплова потужність парового котла, кВт

$$\begin{aligned} Q_k = (D_0 + D_0 \cdot \alpha_{вп}) \cdot (h_0 - h'_{жв}) + D_0 \cdot p \cdot (h'_{кв} - h'_{жв}) = \\ = 27,38 \cdot (1 + 0,03) \cdot (2828 - 435,8) + 27,38 \cdot 0,02 \cdot (777,1 - 435,8) = 67649. \end{aligned}$$

Витрата умовного і робочого палива, кг/с

$$B_y = Q_k / (Q_{н\ y}^p \cdot \eta_k) = 67649 / (29330 \cdot 0,92) = 2,507,$$

$$B_p = Q_k / ((Q_{н\ y}^p + c_m \cdot t_m) \cdot \eta_k) = 67649 / [(40000 + 3,04 \cdot 120) \cdot 0,92] = 1,822,$$

де c_m – теплоємність мазуту, яку визначимо за формулою [4], кДж/(кг · К)

$$c_m = 2,74 + 0,0025 \cdot t_m = 2,74 + 0,0025 \cdot 120 = 3,04.$$

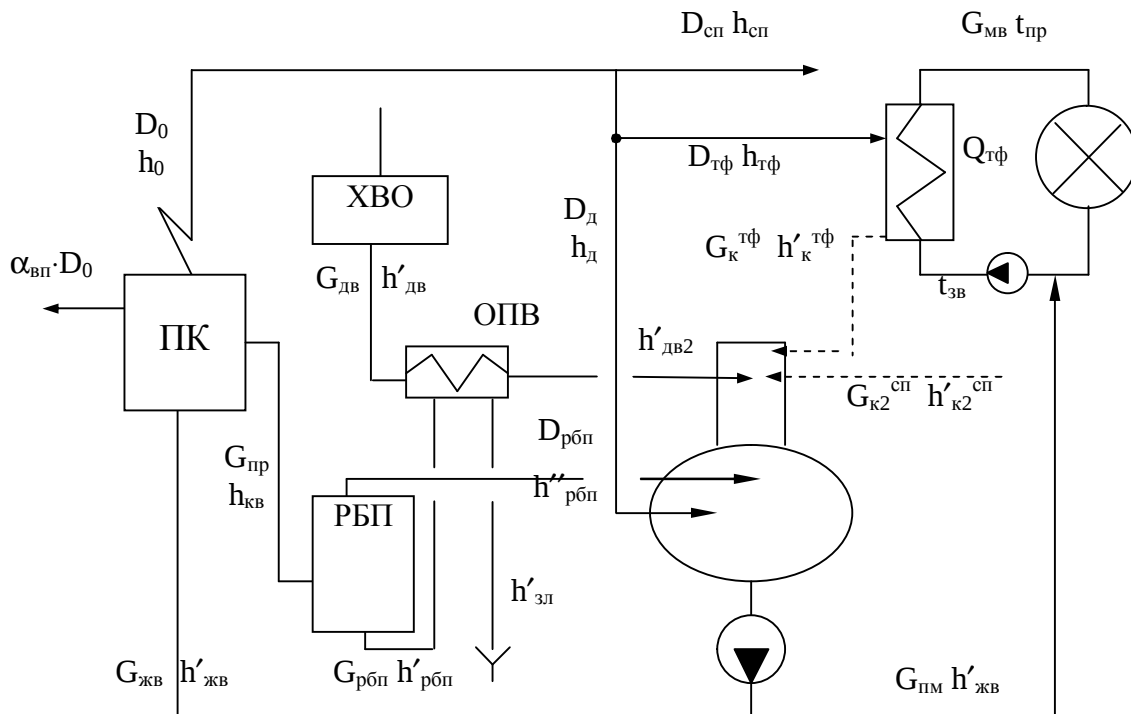
ККД котельні

$$\eta_{кот} = (Q_{сп1} + Q_{сп2}) / (B_y \cdot Q_{н\ y}^p) = (25,717 + 34) / (2,507 \cdot 29,330) = 0,812.$$

Приклад 7.3

Парова промислово-опалювальна котельня постачає споживачам насичену пару тиском 0,7 МПа в кількості 20 т/год. Цією ж парою заживлений теплофікаційний теплообмінник (рис. 7.3). Конденсат від промислових споживачів повертається з температурою 120 °С в кількості 75 % від споживаної пари. В деаератор підвищеного тиску ($P_d = 0,3$ МПа) конденсат

Принципова теплова схема котельні наведена на рис. 7.3.



Розв'язування

$$h_0 = h_{\text{сп}} = h_{\text{тф}} = 2770; h'_{\text{к1}}{}^{\text{сп}} = 502,8; h'_{\text{к1}}{}^{\text{тф}} = h'_{\text{к2}}{}^{\text{тф}} = 398; h'_{\text{к2}}{}^{\text{сп}} = 419; h'_{\text{жб}} =$$

$$= 561,4; h'_{дв} = 84; h'_{кв} = 719,3; h'_{хв} = 21; \text{ тиск в РБП приймемо } 0,4 \text{ МПа, тоді } h'_{рбп} = 604,7; h''_{рбп} = 2738,5; h'_{зл} = 168.$$

Витрата пари на теплофікаційний теплообмінник, кг/с

$$D_{тф} = Q_{тф} / [(h_{тф} - h'_{к1}^{тф}) + (1 - \alpha_k^{тф}) \cdot (h'_{к1}^{тф} - h'_{хв})] = \\ = 150 \cdot 10^3 / [(2770 - 398) + (1 - 1) \cdot (398 - 21)] = 62,68.$$

Потужність промислового споживача, МВт

$$Q_{сп} = D_{сп} \cdot [(h_{сп} - h'_{к1}^{сп}) + (1 - \alpha_k^{сп}) \cdot (h'_{к1}^{сп} - h'_{хв})] \cdot 10^{-3} = \\ = 20/3,6 \cdot [(2770 - 502,8) + (1 - 0,75) \cdot (502,8 - 21)] \cdot 10^{-3} = 13,26.$$

Витрати конденсатів, що надходять в деаератор, кг/с

$$G_{к2}^{сп} = D_{сп} \cdot \beta_k^{сп} = 20/3,6 \cdot 0,65 = 3,61; \\ G_{к2}^{тф} = G_{к1}^{тф} = G_k^{тф} = D_{тф} \cdot \beta_k^{тф} = 62,68 \cdot 1 = 62,68.$$

Витрата мережної води, кг/с

$$G_{мв} = Q_{тф} \cdot \eta_{то} / [c_v \cdot (t_{пр} - t_{зв})] = 150 \cdot 10^3 \cdot 0,98 / [4,187 \cdot (150 - 90)] = 596,6.$$

Витрата води на підживлення мережі, кг/с

$$G_{пм} = \alpha_{втр} \cdot G_{мв} = 0,025 \cdot 596,6 = 14,9.$$

Паровидатність котельні, кг/с

$$D_0 = D_{сп} + D_{тф} + D_d = 20/3,6 + 62,68 + D_d = D_d + 68,2.$$

Витрата живильної води, кг/с

$$G_{жв} = D_0 + \alpha_{вп} \cdot D_0 + p \cdot D_0 = D_0 \cdot (1 + 0,02 + 0,02) = 70,9 + 1,04 \cdot D_d.$$

Кількість продувальної води, кг/с

$$G_{пр} = 0,02 \cdot D_0 = 0,02 \cdot D_d + 1,364.$$

Витрата насиченої пари вторинного закипання з РБП, кг/с

$$D_{рбп} = G_{пр} \cdot (h'_{кв} - h'_{рбп}) / (h''_{рбп} - h'_{рбп}) = \\ = (0,02 \cdot D_d + 1,364) \cdot (719,3 - 604,7) / (2738,5 - 604,7) = 0,00086 \cdot D_d + 0,058.$$

Витрата насиченої води з РБП, кг/с

$$G_{рбп} = G_{пр} - D_{рбп} = (0,02 \cdot D_d + 1,364) - (0,00086 \cdot D_d + 0,058) = 0,01914 \cdot D_d + 1,305.$$

Ентальпія додаткової води після підігріву в ОПВ, кДж/кг

$$h'_{дв2} = h'_{дв} + G_{рбп} \cdot (h'_{рбп} - h'_{зл}) / G_{дв} = 84 + (0,01914 \cdot D_d + 1,305) \times$$

$$\times (604,7 - 168) / G_{\text{дв}} = 84 + (8,35 \cdot D_{\text{д}} + 569,88) / G_{\text{дв}} .$$

Оскільки в даному рівнянні в чисельнику величина, виражена через $D_{\text{д}}$, і в знаменнику величина, виражена через $D_{\text{д}}$, то далі задачу можна розв'язувати як систему рівнянь, ітераціями або залишити вираз у такому вигляді. Останній варіант найпростіший.

Матеріальний баланс деаератора, кг/с

$$D_{\text{д}} + G_{\text{к2}}^{\text{сп}} + G_{\text{к2}}^{\text{тф}} + G_{\text{дв}} + D_{\text{рбп}} = G_{\text{жв}} + G_{\text{пм}} ,$$

$$\text{або } D_{\text{д}} + 3,61 + 62,68 + G_{\text{дв}} + 0,01914 \cdot D_{\text{д}} + 1,305 = 1,04 \cdot D_{\text{д}} + 70,9 + 14,9 ,$$

$$\text{звідки } G_{\text{дв}} = 18,21 + 0,021 \cdot D_{\text{д}} .$$

Теплота, що вноситься в деаератор з додатковою водою визначиться таким чином, кВт

$$G_{\text{дв}} \cdot h'_{\text{дв2}} = G_{\text{дв}} \cdot [84 + (8,35 \cdot D_{\text{д}} + 569,88)/G_{\text{дв}}] = \\ = 84 \cdot G_{\text{дв}} + (8,35 \cdot D_{\text{д}} + 569,88).$$

Тепловий баланс деаератора, кВт

$$D_{\text{д}} \cdot h_{\text{д}} + G_{\text{к2}}^{\text{сп}} \cdot h'_{\text{к2}}^{\text{сп}} + G_{\text{к2}}^{\text{тф}} \cdot h'_{\text{к2}}^{\text{тф}} + G_{\text{дв}} \cdot h'_{\text{дв2}} + D_{\text{рбп}} \cdot h''_{\text{рбп}} = (G_{\text{жв}} + G_{\text{пм}}) \cdot h'_{\text{жв}} .$$

$$\text{Тоді } D_{\text{д}} \cdot 2770 + 3,61 \cdot 419 + 62,68 \cdot 398 + 84 \cdot (18,21 + 0,021 \cdot D_{\text{д}}) + \\ + (8,35 \cdot D_{\text{д}} + 569,88) = (70,9 + 1,04 \cdot D_{\text{д}} + 14,9) \cdot 561,4.$$

$$\text{Звідки } D_{\text{д}} = 9,54 \text{ кг/с.}$$

Витрати теплоносіїв, кг/с

$$D_0 = 68,2 + D_{\text{д}} = 68,2 + 9,54 = 77,74 ; G_{\text{жв}} = 70,9 + 1,04 \cdot D_{\text{д}} = 80,82 ;$$

$$G_{\text{дв}} = 18,21 + 0,021 \cdot D_{\text{д}} = 18,41 ; G_{\text{пр}} = 0,02 \cdot D_{\text{д}} + 1,364 = 1,555 ;$$

$$D_{\text{рбп}} = 0,00086 \cdot D_{\text{д}} + 0,058 = 0,0662 ; G_{\text{рбп}} = 0,01941 \cdot D_{\text{д}} + 1,305 = 1,488 .$$

Ентальпія додаткової води на вході в деаератор, кДж/кг

$$h'_{\text{дв2}} = 84 + (8,35 \cdot D_{\text{д}} + 569,88) / G_{\text{дв}} = 119,3.$$

Теплова потужність охолодника продувальної води, кВт

$$Q_{\text{опв}} = G_{\text{рбп}} \cdot (h'_{\text{рбп}} - h'_{\text{зл}}) \cdot \eta_{\text{то}} = 1,488 \cdot (604,7 - 168) \cdot 0,98 = 649,8 .$$

Теплова потужність котельні, МВт

$$Q_{\text{к}} = [(D_0 + D_0 \cdot \alpha_{\text{вп}}) \cdot (h_0 - h'_{\text{жв}}) + D_0 \cdot p \cdot (h'_{\text{кв}} - h'_{\text{жв}})] \cdot 10^{-3} = \\ = [77,74 \cdot (1 + 0,02) \cdot (2770 - 561,4) + 77,74 \cdot 0,02 \cdot (719,3 - 561,4)] \cdot 10^{-3} = 175,15.$$

Витрата умовного і робочого палива, кг/с і м³/с

$$B_y = Q_k / (Q_{н\ y}^p \cdot \eta_k) = 175,15 / (29,330 \cdot 0,92) = 6,49 .$$

$$B_p = Q_k / [(Q_{н\ p}^c \cdot \eta_k)] = 175,15 / [(33,7 \cdot 0,92)] = 5,769 .$$

ККД котельні

$$\eta_{кот} = (Q_{сп} + Q_{тф}) / (B_y \cdot Q_{н\ y}^p) = (13,26 + 150) / (6,49 \cdot 29,330) = 0,857 .$$

Приклад 7.4

Промислово-опалювальна котельня постачає пару двом промисловим споживачам і в систему теплофікації. До першого споживача потужністю 0,1 ГВт із головної парової магістралі котельні знаходить перегріта на 100⁰С пара тиском 2,2 МПа. Другому споживачу постачається 22 кг/с пари із РОУ1 тиском 1 МПа, яка перегріта на 25 ⁰С. В систему теплофікації від РОУ2 надходить пара з тиском 0,3 МПа, яка перегріта на 10 ⁰С (рис. 7.4). Витрата мережної води 1000 т/год, а температурний режим 120/80 ⁰С. Від першого споживача повертається 20 % конденсату з температурою 150 ⁰С, від другого – 80 % конденсату з ентальпією 500 кДж/кг. Від теплообмінників системи теплофікації конденсат повертається повністю з температурою 90 ⁰С. В атмосферний деаератор надходить 12 % конденсату від 1-го споживача з температурою 100 ⁰С, 70 % конденсату 2-го споживача з ентальпією 300 кДж/кг і 95 % конденсату із системи теплофікації з температурою 85 ⁰С. Втрати мережної води складають 3 % і поповнюються підготовленою водою з деаератора. Визначити ККД бруто і нетто котельні, витрату умовного і робочого палива, якщо: паливо – вугілля з теплотою згорання 22 МДж/кг; ККД котлів $\eta_k = 0,88$; частка продувки $p = 0,02$; частка теплових власних потреб $\alpha_{вп} = 0,03$; електрична потужність власних потреб $N_{вп} = 2,2$ МВт; деаератор заживлений парою з РОУ2; ККД електростанцій і електромережі $\eta_{ес} = 0,345$, $\eta_{ем} = 0,9$.

Принципова теплова схема котельні наведена на рис. 7.4.

Розв'язування

За допомогою таблиць властивостей води і водяної пари [6] визначимо ентальпії потоків пари, конденсату і води згідно з позначеннями на рис. 7.4, кДж/кг

$$h_0 = h_{сп\ 1} = 3055; h_{сп2} = 2841; h_{тф} = h_{д} = 2749; h'_{к1}{}^{сп1} = 628,5; h'_{к1}{}^{сп2} = 500;$$

$$h'_{к1}{}^{тф} = 377,1; h'_{к2}{}^{сп1} = 419; h'_{к2}{}^{сп2} = 300; h'_{к2}{}^{тф} = 356,2; h'_{жв} = 435,8; h'_{дв} = 84;$$

$$h'_{кв} = 926,2; h'_{роу1\ 2} = 758,9; h'_{роу2\ 2} = 558,5.$$

Витрата пари першим споживачем, кг/с

$$\begin{aligned} D_{сп1} &= Q_{сп1} / [(h_{сп1} - h'_{к1}{}^{сп1}) + (1 - \alpha_k^{сп1}) \cdot (h'_{к1}{}^{сп1} - h_{хв})] = \\ &= 100 \cdot 10^3 / [(3055 - 628,5) + (1 - 0,2) \cdot (628,5 - 21)] = 34,33 . \end{aligned}$$

Потужність другого споживача, МВт

$$Q_{\text{сн2}} = D_{\text{сн2}} \cdot [(h_{\text{сн2}} - h'_{\text{к1}})^{\text{сн2}} + (1 - \alpha_{\text{к}})^{\text{сн2}} \cdot (h'_{\text{к1}} - h'_{\text{xb}})] \cdot 10^{-3} =$$

$$= 22 \cdot [(2841 - 500) + (1 - 0,8) \cdot (500 - 21)] \cdot 10^{-3} = 53,609.$$

Теплова потужність теплофікаційного підігрівника, МВт

$$Q_{\text{ТФ}} = G_{\text{МБ}} \cdot c_{\text{Б}} \cdot (t_{\text{ИД}} - t_{\text{ЗБ}}) = 1000/3,6 \cdot 4,19 \cdot (120 - 80) \cdot 10^{-3} = 46,556.$$

Витрата пари на теплофікаційний підігрівник, кг/с

$$D_{T\Phi} = Q_{T\Phi} / [(h_{T\Phi} - h'_{K1}{}^{T\Phi}) \cdot \eta_{TO}] = 46,556 \cdot 10^3 / [(2749 - 377,1) \cdot 0,98] = 20,02.$$

Витрата живильної води на підживлення теплової мережі, кг/с

$$G_{\text{ПМ}} = \alpha_{\text{ВТР}} \cdot G_{\text{МБ}} = 0,03 \cdot 1000/3,6 = 8,33.$$

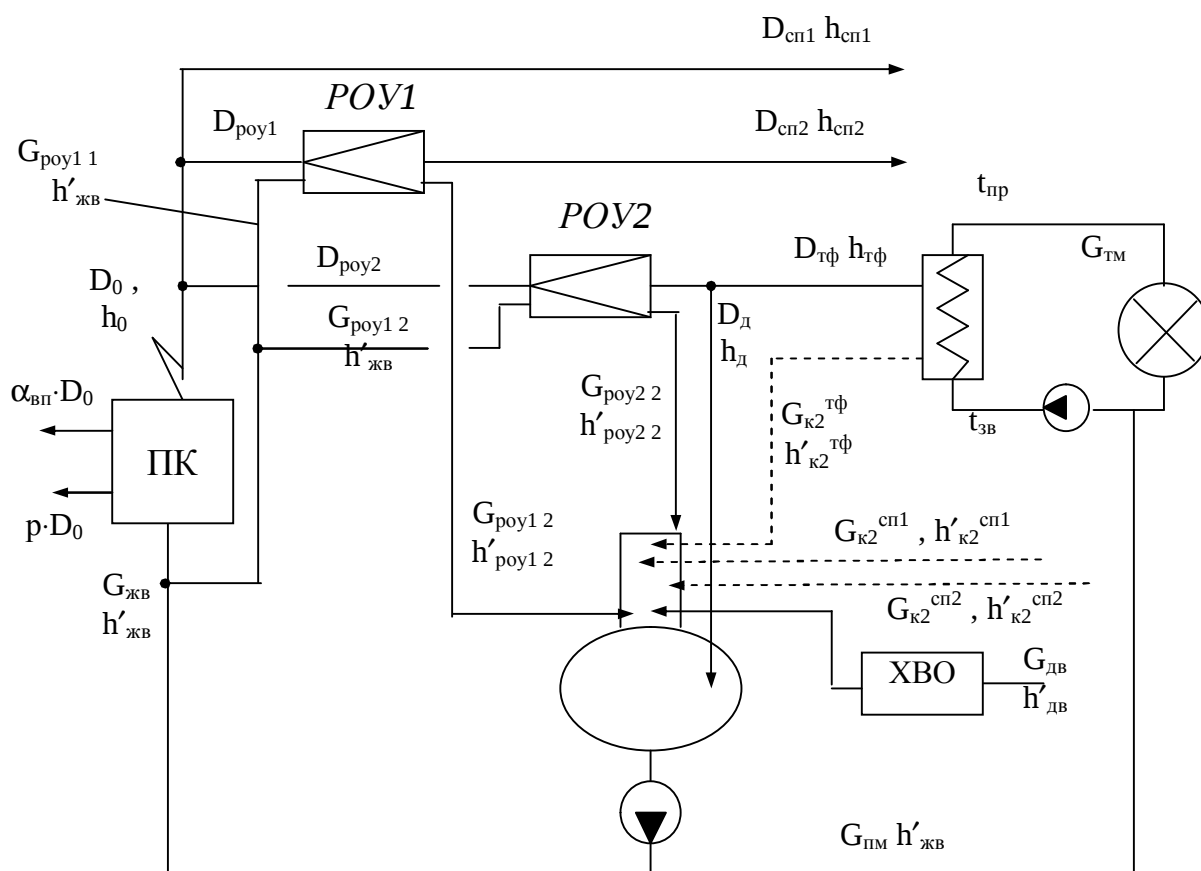


Рисунок 7.4 –Теплова схема парової котельні

Витрати конденсатів, що надходять в деаератор, кг/с

$$G_{k2}^{cp1} = D_{cp1} \cdot \beta_k^{cp1} = 34,33 \cdot 0,12 = 4,12 ;$$

$$G_{K2}^{cp2} = D_{cp2} \cdot \beta_K^{cp2} = 22 \cdot 0,7 = 15,4 ;$$

$$G_{K2}^{\text{T}\Phi} = D_{\text{T}\Phi} \cdot \beta_K^{\text{T}\Phi} = 20,02 \cdot 0,95 = 19,02.$$

Витрата охолодної води на одиницю гострої пари на РОУ, кг/кг

$$g_1 = \frac{h_{сп1} - h_{сп2}}{h'_{роу12} - h'_{жв} + \phi \cdot (h_{сп2} - h'_{роу12})} =$$

$$= \frac{3055 - 2841}{758,9 - 435,8 + 0,8 \cdot (2841 - 758,9)} = 0,1076 ,$$

$$g_2 = \frac{h_0 - h_{тф}}{h'_{роу22} - h'_{жв} + \phi \cdot (h_{тф} - h'_{роу22})} =$$

$$= \frac{3055 - 2749}{558,5 - 435,8 + 0,8 \cdot (2749 - 558,5)} = 0,163 .$$

Матеріальні баланси РОУ

$$\text{РОУ1 : } D_{роу1} + G_{роу1\ 1} = D_{сп2} + G_{роу1\ 2} .$$

$$\text{РОУ2 : } D_{роу2} + G_{роу2\ 1} = D_{тф} + D_{д} + G_{роу2\ 2} .$$

$$\text{Оскільки } G_{роу1\ 1} = g_1 \cdot D_{роу1} , \quad G_{роу2\ 1} = g_2 \cdot D_{роу2} ,$$

$$G_{роу1\ 2} = 0,2 \cdot G_{роу1\ 1} , \quad G_{роу2\ 2} = 0,2 \cdot G_{роу2\ 1} ;$$

$$\text{а також } D_0 = D_{сп1} + D_{роу1} + D_{роу2} ,$$

одержимо

$$D_0 = D_{сп1} + D_{сп2} / (1 + 0,8 \cdot g_1) + (D_{тф} + D_{д}) / (1 + 0,8 \cdot g_2) .$$

З урахуванням чисельних значень паровидатності котлів, кг/с

$$D_0 = 34,33 + 22 / (1 + 0,8 \cdot 0,1076) + (20,02 + D_{д}) / (1 + 0,8 \cdot 0,163) = 72,3 + 0,885 \cdot D_{д} .$$

$$\text{Звідки } G_{роу1\ 1} = g_1 \cdot D_{роу1} = 0,1076 \cdot 22 / (1 + 0,8 \cdot 0,1076) = 2,18 \text{ кг/с} ;$$

$$G_{роу1\ 2} = 0,2 \cdot G_{роу1\ 1} = 0,2 \cdot 2,18 = 0,436 \text{ кг/с} ;$$

$$G_{роу2\ 1} = g_2 \cdot D_{роу2} = 0,163 \cdot (20,02 + D_{д}) / (1 + 0,8 \cdot 0,163) = 2,89 + 0,144 \cdot D_{д} \text{ кг/с};$$

$$G_{роу2\ 2} = 0,2 \cdot G_{роу2\ 1} = 0,2 \cdot (2,89 + 0,144 \cdot D_{д}) = 0,578 + 0,0288 \cdot D_{д} \text{ кг/с} .$$

Витрата живильної води, кг/с

$$G_{жв} = D_0 + \alpha_{вп} \cdot D_0 + p \cdot D_0 = D_0 \cdot (1 + 0,03 + 0,02) = 75,92 + 0,929 \cdot D_{д} .$$

Матеріальний баланс деаератора, кг/с

$$D_{д} + G_{к2}^{сп1} + G_{к2}^{сп2} + G_{к2}^{тф} + G_{дв} + G_{роу1\ 2} + G_{роу2\ 2} = G_{жв} + G_{роу1\ 1} + G_{роу2\ 1} + G_{пм} ,$$

$$\text{або } D_{д} + 4,12 + 15,4 + 19,02 + G_{дв} + 0,436 + (0,578 + 0,0288 \cdot D_{д}) =$$

$$= (75,92 + 0,929 \cdot D_{д}) + 2,18 + (2,89 + 0,144 \cdot D_{д}) + 8,33 ,$$

звідки $G_{\text{дв}} = 49,766 + 0,0442 \cdot D_{\text{д}} \text{ кг/с}.$

Тепловий баланс деаератора, кВт

$$D_{\text{д}} \cdot h_{\text{д}} + G_{\text{к2}}^{\text{сп1}} \cdot h'_{\text{к2}}^{\text{сп1}} + G_{\text{к2}}^{\text{сп2}} \cdot h'_{\text{к2}}^{\text{сп2}} + G_{\text{к2}}^{\text{тф}} \cdot h'_{\text{к2}}^{\text{тф}} + G_{\text{дв}} \cdot h'_{\text{дв}} + \\ + G_{\text{роу1 2}} \cdot h'_{\text{роу1 2}} + G_{\text{роу2 2}} \cdot h'_{\text{роу2 2}} = (G_{\text{жв}} + G_{\text{роу1 2}} + G_{\text{роу2 2}} + G_{\text{пм}}) \cdot h'_{\text{жв}},$$

або $D_{\text{д}} \cdot 2749 + 4,12 \cdot 419 + 15,4 \cdot 300 + 19,02 \cdot 356,2 + \\ + (49,766 + 0,0442 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 84 + 0,436 \cdot 758,9 + (0,578 + 0,00288 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 558,5 = \\ = (75,92 + 0,929 \cdot D_{\text{д}} + 2,18 + 2,89 + 0,144 \cdot D_{\text{д}} + 8,33) \cdot 435,8.$

Звідки $D_{\text{д}} = 9,11 \text{ кг/с}.$

Витрати теплоносіїв, кг/с

$$D_0 = 72,3 + 0,885 \cdot D_{\text{д}} = 72,3 + 0,885 \cdot 9,11 = 80,36 \text{ кг/с}.$$

$$G_{\text{роу2 1}} = 2,89 + 0,144 \cdot D_{\text{д}} = 4,20 \text{ кг/с}.$$

$$G_{\text{роу2 2}} = 0,2 \cdot G_{\text{роу2 1}} = 0,2 \cdot 4,2 = 0,84 \text{ кг/с}.$$

$$G_{\text{жв}} = 75,92 + 0,929 \cdot D_{\text{д}} = 84,38 \text{ кг/с}.$$

$$G_{\text{дв}} = 49,766 + 0,0442 \cdot D_{\text{д}} = 50,17 \text{ кг/с}.$$

Теплова потужність котельні, МВт

$$Q_{\text{к}} = D_0 \cdot (1 + \alpha_{\text{вп}}) \cdot (h_0 - h'_{\text{жв}}) + D_0 \cdot p \cdot (h'_{\text{кв}} - h'_{\text{жв}}) \cdot 10^{-3} = \\ = [80,36 \cdot (1 + 0,03) \cdot (3055 - 435,8) + 80,36 \cdot 0,02 \cdot (926,2 - 435,8)] \cdot 10^{-3} = 217,6.$$

Витрати умовного і робочого палива в котельні

$$B_{\text{у}} = Q_{\text{к}} / (Q_{\text{н у}}^{\text{р}} \cdot \eta) = 217,6 / (29,330 \cdot 0,88) = 8,43 \text{ кг/с}.$$

$$B_{\text{р}} = Q_{\text{к}} / (Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta) = 217,6 / (22 \cdot 0,88) = 11,238 \text{ кг/с}.$$

ККД котельні

$$\eta_{\text{кот}} = (Q_{\text{сп1}} + Q_{\text{сп2}} + Q_{\text{тф}}) / (B_{\text{у}} \cdot Q_{\text{н у}}^{\text{р}}) = \\ = (100 + 53,609 + 46,556) / (8,43 \cdot 29,33) = 0,8095.$$

Еквівалентна витрата умовного палива на власні електричні потреби котельні, кг/с

$$B_{\text{у}}^{\text{е}} = N_{\text{вп}} / (\eta_{\text{ес}} \cdot \eta_{\text{ем}} \cdot Q_{\text{н у}}^{\text{р}}) = 2,2 / (0,345 \cdot 0,9 \cdot 29,330) = 0,242.$$

ККД нетто котельні

$$\eta_{\text{кот}}^{\text{н}} = (Q_{\text{сп1}} + Q_{\text{сп2}} + Q_{\text{тф}}) / [(B_{\text{у}} + B_{\text{у}}^{\text{е}}) \cdot Q_{\text{н у}}^{\text{р}}] = \\ = (100 + 53,609 + 46,556) / [(8,43 + 0,242) \cdot 29,33] = 0,786.$$

Приклад 7.5

Промислова котельня, до складу якої входять два котлоагрегати (один робочий і один резервний) типу ДКВР–10–14 постачає пару промислому підприємству в кількості 10 т/год. Параметри пари: $P_0=1,4$ МПа, $t_0 = 195$ °С, $h_0 = 2790$ кДж/кг. Споживачами пари є: 1) варильний цех потужністю 1,2 МВт і тиском пари 0,25 МПа; 2) апаратний цех потужністю 3,4 МВт і тиском пари 0,8 МПа; 3) система теплофікації (мережний теплообмінник) потужністю 1,48 МВт і тиском пари 0,12 МПа. Відпуск пари тепловим споживачам із головної парової магістралі здійснюється за допомогою відповідних редуційних установок (РУ). Зворотний конденсат із варильного цеху з температурою 100 °С повністю не повертається в теплову схему котельні та зливається на водоочисні споруди. Крім того 25 % зворотного конденсату із апаратного цеху з температурою 110 °С забруднюється і також не повертається в теплову схему котельні. Інший конденсат з апаратного цеху і конденсат з мережного теплообмінника (МТО) з температурою 100 °С надходять в атмосферний деаератор, який заживлений парою від РУ з тиском 0,12 МПа. Втрати конденсату поповнюються з хімводоочистки (ХВО). Додаткова вода з ХВО надходить в деаератор з температурою 10 °С. Температура живильної води після деаератора складає 102 °С. Теплота безперервної продувки котлоагрегату не використовується. Сумарна теплофікаційна потужність складається з потужності опалення $Q_{оп} = 0,94$ МВт і потужності гарячого водопостачання $Q_{гв} = 0,54$ МВт. Термін опалювального періоду $\tau_{оп} = 4500$ год, а термін міжопалювального – $\tau_{мо} = 4260$ год. Робочим паливом є природний газ з теплотою згорання $Q_{н}^c = 35,88$ МДж/м³. Ціна робочого палива 410 грн за 1000 м³ газу. Електрична потужність власних потреб котельні $N_k = 0,205$ МВт, а потужність власних потреб підприємства $N_{п} = 0,615$ МВт. Ціна споживаної електроенергії з електромережі – 280 грн за 1 МВт·год. Температура відхідних газів за котлоагрегатом $t_r = 140$ °С, а ККД котла $\eta_k = 0,915$, об'єм продуктів згорання $V_r^0 = 10,5$ м³/м³, частка безперервної продувки $p = 0,03$.

З метою енергозбереження пропонується створити міні-ТЕЦ на базі котельні та газопоршневого двигуна (ГПД) типу 6ГЧН 36/45 з електрогенератором. Характеристики ГПД:

- номінальна потужність електрогенератора $N_e = 0,63$ МВт;
- теплова потужність сорочки охолодження $Q_{co} = 0,54$ МВт;
- температура відпрацьованих газів $t_{вг} = 380$ °С;
- коефіцієнт зайвини повітря $\alpha_{вг} = 1,9$;
- коефіцієнт корисної дії $\eta_{дв} = 0,295$.

В зв'язку з цим передбачається здійснити реконструкцію теплової схеми котельні (рис. 7.5). Для утилізації теплоти відпрацьованих в ГПД газів встановлюється пластинчастий підігрівник мережної води (ПМВ), а також розширник (сепаратор) безперервної продувки котла, насичена пара з якого буде надходити в деаератор. В опалювальний період відпрацьовані в

ГПД газу змішуються з відхідними газами котла і надходять в ПМВ, де нагрівають воду, яка частково підігрівається в сорочці охолодження ГПД, а потім з температурою 110 °С видаляються в димову трубу за допомогою димососа. Після ПМВ в разі необхідності мережна вода остаточно підігрівається в мережному теплообміннику парою до заданої температури. Температурний графік мережі 100/50 °С. В міжопалювальний період ПМВ не працює, а мережна вода підігрівається тільки в сорочці охолодження ГПД до температури 75...80 °С. При цьому відпрацьовані в ГПД газу скидаються в котел за камерою догорання. Завдяки збільшенню об'єму і швидкості газів вода в економайзері підігрівається до більш високої температури, внаслідок чого температура відхідних газів зменшується на 10 °С. При цьому втрата теплоти з відхідними газами зменшується на 0,5 % і настільки ж збільшується ККД котла. Визначити енергетичну доцільність запропонованої реконструкції котельні.

7.5.1 Розрахунки існуючої теплової схеми котельні

За табл.[6] визначаємо ентальпії пари, конденсату і води, кДж/кг

- гострої пари (за котлоагрегатом) $h_0 = 2790$;
- конденсату із варильного цеху $h'_в = 420$ кДж/кг;
- конденсату із апаратного цеху $h'_{ап} = 462$ кДж/кг;
- конденсату із мережного теплообмінника $h'_{мто} = 420$ кДж/кг;
- живильної води $h'_{жв} = 428$;
- додаткової води $h'_{дв} = 42$.

Витрата пари на теплові споживачі, кг/с

- варильний цех

$$D_в = Q_в \cdot 10^3 / [(h_0 - h'_в) \cdot \eta_t] = 1,2 \cdot 10^3 / [(2790 - 420) \cdot 0,98] = 0,516 ;$$

- апаратний цех

$$D_{ап} = Q_{ап} \cdot 10^3 / [(h_0 - h'_{ап}) \cdot \eta_t] = 3,4 \cdot 10^3 / [(2790 - 462) \cdot 0,98] = 1,49 ;$$

- система теплофікації в опалювальний період

$$D_{оп} = Q_{тф}^{оп} \cdot 10^3 / [(h_0 - h'_{мто}) \cdot \eta_t] = 1,48 \cdot 10^3 / [(2790 - 420) \cdot 0,98] = 0,63 ;$$

- система теплофікації в міжопалювальний період

$$D_{мо} = Q_{тф}^{мо} \cdot 10^3 / [(h_0 - h'_{мто}) \cdot \eta_t] = 0,54 \cdot 10^3 / [(2790 - 420) \cdot 0,98] = 0,23 .$$

Розрахунки теплової схеми для опалювального періоду

Необхідна паровидатність котельні, кг/с

$$D_0 = D_в + D_{ап} + D_{оп} + D_д = 0,516 + 1,49 + 0,63 + D_д = 2,636 + D_д .$$

Витрата живильної води, кг/с

$$G_{\text{жв}} = D_0 \cdot (1 + p) = (2,636 + D_{\text{д}}) \cdot (1 + 0,03) = 2,71 + 1,03 \cdot D_{\text{д}} .$$

Кількість зворотного конденсату, що надходить в деаератор, кг/с

$$G_{\text{зк}} = 0,75 \cdot D_{\text{ап}} + D_{\text{оп}} = 0,75 \cdot 1,49 + 0,63 = 1,757 .$$

Витрата додаткової води, кг/с

$$G_{\text{дв}} = G_{\text{жв}} - G_{\text{зк}} = 2,71 + 1,03 \cdot D_{\text{д}} - 1,757 = 0,953 + 1,03 \cdot D_{\text{д}} .$$

Тепловий баланс деаератора, кВт

$$G_{\text{жв}} \cdot h'_{\text{жв}} = D_{\text{оп}} \cdot h'_{\text{мто}} + D_{\text{д}} \cdot h_0 + 0,75 \cdot D_{\text{ап}} \cdot h'_{\text{ап}} + G_{\text{дв}} \cdot h'_{\text{дв}}$$

або

$$(2,71 + 1,03 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 428 = 0,63 \cdot 420 + D_{\text{д}} \cdot 2790 + 0,75 \cdot 1,49 \cdot 462 + \\ + (0,953 + 1,03 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 42 .$$

Звідки $D_{\text{д}} = 0,1417 \text{ кг/с}.$

Паровидатність котельні, кг/с

$$D_0 = 2,636 + 0,1417 = 2,777$$

або $D_0 = 3,6 \cdot 2,777 = 10 \text{ т/год}.$

Теплова потужність котельні, МВт

$$Q_{\text{к}} = [D_0 \cdot (h_0 - h'_{\text{жв}}) + D_0 \cdot p \cdot (h'_{\text{кв}} - h'_{\text{жв}})] \cdot 10^{-3} = \\ = [2,777 \cdot (2790 - 428) + 0,03 \cdot 2,777 \cdot (830 - 428)] \cdot 10^{-3} = 6,593 .$$

Витрата робочого палива в котельні, м³/с

$$B_{\text{р}}^{\text{оп}} = Q_{\text{к}} / (Q_{\text{н}}^{\text{с}} \cdot \eta_{\text{к}}) = 6,593 / (35,88 \cdot 0,915) = 0,2 .$$

Витрата робочого палива за опалювальний період, тис. м³

$$B_{\text{оп}} = B_{\text{р}}^{\text{оп}} \cdot \tau_{\text{оп}} \cdot 3,6 = 0,2 \cdot 4500 \cdot 3,6 = 3240 .$$

Витрати на паливо в опалювальний період, млн. грн.

$$Z_{\text{п}}^{\text{оп}} = B_{\text{оп}} \cdot \Pi_{\text{п}} \cdot 10^{-6} = 3240 \cdot 410 \cdot 10^{-6} = 1,3284 .$$

Витрата електричної енергії на власні потреби котельні та підприємства, МВт·год

$$E_{\text{оп}} = (N_{\text{к}} + N_{\text{п}}) \cdot \tau_{\text{оп}} = (0,205 + 0,615) \cdot 4500 = 3735 .$$

Витрати на електроенергію, млн. грн.

$$Z_{\text{е}}^{\text{оп}} = E_{\text{оп}} \cdot \Pi_{\text{е}} \cdot 10^{-6} = 3735 \cdot 280 \cdot 10^{-6} = 1,0458 .$$

Витрата коштів на енергоносії в опалювальний період, млн. грн.

$$Z_{\text{оп}} = Z_{\text{п}}^{\text{оп}} + Z_{\text{е}}^{\text{оп}} = 1,3284 + 1,0458 = 2,3742 .$$

Розрахунки теплової схеми для міжопалювального періоду

Необхідна паровидатність котельні, кг/с

$$D_0 = D_{\text{в}} + D_{\text{ап}} + D_{\text{мо}} + D_{\text{д}} = 0,516 + 1,49 + 0,23 + D_{\text{д}} = 2,236 + D_{\text{д}} .$$

Витрата живильної води, кг/с

$$G_{\text{жв}} = D_0 \cdot (1 + p) = (2,236 + D_{\text{д}}) \cdot (1 + 0,03) = 2,303 + 1,03 \cdot D_{\text{д}} .$$

Кількість зворотного конденсату, що надходить в деаератор, кг/с

$$G_{\text{зк}} = 0,75 \cdot D_{\text{ап}} + D_{\text{мо}} = 0,75 \cdot 1,49 + 0,23 = 1,357 .$$

Витрата додаткової води, кг/с

$$G_{\text{дв}} = G_{\text{жв}} - G_{\text{зк}} = 2,303 + 1,03 \cdot D_{\text{д}} - 1,357 = 0,946 + 1,03 \cdot D_{\text{д}} .$$

Тепловий баланс деаератора, кВт

$$G_{\text{жв}} \cdot h'_{\text{жв}} = D_{\text{мо}} \cdot h'_{\text{мто}} + D_{\text{д}} \cdot h_0 + 0,75 \cdot D_{\text{ап}} \cdot h'_{\text{ап}} + G_{\text{дв}} \cdot h'_{\text{дв}}$$

$$\text{або } (2,303 + 1,03 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 428 = 0,23 \cdot 420 + D_{\text{д}} \cdot 2790 + 0,75 \cdot 1,49 \cdot 462 + \\ + (0,946 + 1,03 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 42 .$$

Звідки $D_{\text{д}} = 0,139$ кг/с.

Паровидатність котельні, кг/с

$$D_0 = 2,236 + 0,139 = 2,375 .$$

Теплова потужність котельні, МВт

$$Q_{\text{к}} = [D_0 \cdot (h_0 - h'_{\text{жв}}) + D_0 \cdot p \cdot (h'_{\text{кв}} - h'_{\text{жв}})] \cdot 10^{-3} = \\ = [2,375 \cdot (2790 - 428) + 0,03 \cdot 2,375 \cdot (830 - 428)] \cdot 10^{-3} = 5,64 .$$

Витрата робочого палива в котельні, м³/с

$$B_{\text{р}}^{\text{мо}} = Q_{\text{к}} / (Q_{\text{н}}^{\text{с}} \cdot \eta_{\text{к}}) = 5,64 / (35,88 \cdot 0,915) = 0,1718 .$$

Витрата робочого палива за міжопалювальний період, тис. м³

$$B_{\text{мо}} = B_{\text{р}}^{\text{мо}} \cdot \tau_{\text{мо}} \cdot 3,6 = 0,1718 \cdot 4260 \cdot 3,6 = 2634,62 .$$

Витрати коштів на паливо в опалювальний період, млн. грн.

$$Z_{\text{п}}^{\text{мо}} = B_{\text{мо}} \cdot \Pi_{\text{п}} \cdot 10^{-6} = 2634,62 \cdot 410 \cdot 10^{-6} = 1,081 .$$

Витрата електричної енергії на власні потреби котельні та підприємства, МВт·год

$$E_{\text{мо}} = (N_{\text{к}} + N_{\text{п}}) \cdot \tau_{\text{мо}} = (0,205 + 0,615) \cdot 4260 = 3535,8 .$$

Витрати коштів на електроенергію, млн. грн.

$$Z_e^{MO} = E_{MO} \cdot C_e \cdot 10^{-6} = 3535,8 \cdot 280 \cdot 10^{-6} = 0,99 .$$

Витрата коштів на енергоносії в міжопалювальний період, млн. грн.

$$Z_{MO} = Z_{II}^{MO} + Z_e^{MO} = 1,081 + 0,99 = 2,071 .$$

Річна витрата коштів на енергоносії, млн. грн.

$$Z_{p \text{ кот}} = Z_{оп} + Z_{MO} = 2,3472 + 2,071 = 4,4452 .$$

7.5.2 Розрахунки теплової схеми міні-ТЕЦ

Питома витрата палива на газопоршневий двигун, кг/(кВт·год)

$$b_y^{ДВ} = 0,123 / \eta_{ДВ} = 0,123 / 0,295 = 0,4169 .$$

Витрата умовного палива на ГПД, кг/с

$$B_y^{ДВ} = b_y \cdot N_y / 3,6 = 0,4169 \cdot 0,63 / 3,6 = 0,073 .$$

Витрата робочого палива на ГПД, м³/с

$$B_p^{ДВ} = B_y \cdot Q_{H_y}^p / Q_{H_c} = 0,073 \cdot 29,33 / 35,88 = 0,0596 .$$

Об'ємна витрата відпрацьованих в ГПД газів, м³/с

$$V_{Г \text{ дв}} = V_{Г}^0 \cdot \alpha \cdot B_{ДВ} = 10,5 \cdot 1,9 \cdot 0,0596 = 1,189 .$$

Потужність відпрацьованих газів з двигуна, МВт

$$Q_{Г \text{ дв}} = V_{Г \text{ дв}} \cdot C'_p \cdot t_{вг} \cdot 10^{-3} = 1,189 \cdot 1,404 \cdot 380 \cdot 10^{-3} = 0,634 .$$

Розрахунки теплової схеми міні-ТЕЦ для опалювального періоду

З урахуванням утилізації теплоти відпрацьованих газів в сорочці охолодження ГПД приймаємо в першому наближенні з подальшим уточненням витрату пари на мережний теплообмінник $D_{МТО} = 0,16$ кг/с.

Теплова потужність МТО, МВт

$$Q_{МТО} = D_{МТО} \cdot (h_0 - h'_{жв}) \cdot 10^{-3} = 0,16 \cdot (2790 - 420) \cdot 10^{-3} = 0,379 .$$

Необхідна паровидатність котельні, кг/с

$$D_0 = D_v + D_{ап} + D_d + D_{МТО} = 0,516 + 1,49 + D_d + 0,16 = 2,166 + D_d .$$

Витрата продувальної води, кг/с

$$G_{пр} = p \cdot D_0 = 0,03 \cdot (2,166 + D_v) = 0,065 + 0,03 \cdot D_d .$$

Паровидатність розширника РБП, кг/с

$$D''_{рбп} = G_{пр} \cdot (h'_{пр} \cdot \eta_{то} - h'_{рбп}) / (h''_{рбп} - h'_{рбп}) = (0,065 + 0,03 \cdot D_d) \times \\ \times (830 \cdot 0,98 - 440) / (2683 - 440) = (10,75 + 4,975 \cdot D_d) \cdot 10^{-3} .$$

Витрата живильної води, кг/с

$$G_{\text{жв}} = D_0 \cdot (1 + p) = (2,166 + D_{\text{д}}) \cdot (1 + 0,03) = 2,23 + 1,03 \cdot D_{\text{д}}.$$

Кількість конденсату, що повертається в деаератор, кг/с

$$G_{\text{зк}} = 0,75 \cdot D_{\text{ап}} + D_{\text{мто}} = 0,75 \cdot 1,49 + 0,16 = 1,277.$$

Витрата додаткової води з матеріального балансу деаератора, кг/с

$$G_{\text{дв}} = G_{\text{жв}} - G_{\text{зк}} = (2,23 + 1,03 \cdot D_{\text{д}}) - 1,277 = 0,953 + 1,03 \cdot D_{\text{д}}.$$

Тепловий баланс деаератора, кВт

$$G_{\text{жв}} \cdot h'_{\text{жв}} = D_{\text{мто}} \cdot h'_{\text{мто}} + D_{\text{д}} \cdot h_0 + 0,75 \cdot D_{\text{ап}} \cdot h'_{\text{зк}} + G_{\text{дв}} \cdot h'_{\text{дв}} + D''_{\text{рбп}} \cdot h''_{\text{рбп}}$$

або $(2,23 + 1,03 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 428 = 0,16 \cdot 420 + D_{\text{д}} \cdot 2790 + 0,75 \cdot 1,49 \cdot 462 +$
 $+ (0,953 + 1,053 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 42 + (10,75 + 4,975 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 10^{-3} \cdot 2683.$

Звідки $D_{\text{д}} = 0,12 \text{ кг/с}.$

$$D''_{\text{рбп}} = (10,75 + 4,975 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 10^{-3} = 0,01585 \text{ кг/с}.$$

$$D_0 = 2,166 + 0,12 = 2,286 \text{ кг/с}.$$

Теплова потужність котельні, МВт

$$Q_{\text{к}} = [D_0 \cdot (h_0 - h'_{\text{жв}}) + p \cdot D_0 \cdot (h'_{\text{кв}} - h'_{\text{жв}})] \cdot 10^{-3} =$$
$$= [2,286 \cdot (2790 - 428) + 0,03 \cdot 2,286 \cdot (830 - 428)] \cdot 10^{-3} = 5,43.$$

Витрата робочого палива на котельню, м³/с

$$B_{\text{к}} = Q_{\text{к}} / (Q_{\text{н}}^{\text{с}} \cdot \eta_{\text{к}}) = 5,43 / (35,88 \cdot 0,92) = 0,164.$$

Витрата димових газів з котельні, м³/с

$$V_{\text{к}} = B_{\text{к}} \cdot V_{\text{г}}^0 \cdot \alpha_{\text{вг к}} = 0,164 \cdot 10,5 \cdot 1,35 = 2,33.$$

Теплова потужність відхідних газів котла, МВт

$$Q_{\text{г к}} = V_{\text{к}} \cdot C'_{\text{р}} \cdot t_{\text{вг}} = 2,33 \cdot 1,32 \cdot 140 \cdot 10^{-3} = 0,43.$$

Загальна потужність відпрацьованих газів з двигуна та котлів, МВт

$$Q_{\text{г}} = Q_{\text{г дв}} + Q_{\text{г к}} = 0,634 + 0,43 = 1,064.$$

Ентальпія суміші відхідних газів, кДж/м³

$$h_{\text{вг}} = Q_{\text{г}} / (V_{\text{г дв}} + V_{\text{г к}}) = 1,064 \cdot 10^3 / (1,189 + 2,3) = 305.$$

Об'ємні частки газів в суміші

$$r_1 = V_{\text{г дв}} / (V_{\text{г дв}} + V_{\text{г к}}) = 1,189 / (1,189 + 2,3) = 0,341,$$

$$r_2 = V_{\text{г к}} / (V_{\text{г дв}} + V_{\text{г к}}) = 2,3 / (1,189 + 2,3) = 0,659.$$

Середня теплоємність суміші газів, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$

$$\overline{C_p'} = C_{p1}' \cdot r_1 + C_{p2}' \cdot r_2 = 0,341 \cdot 1,404 + 0,659 \cdot 1,32 = 1,338 .$$

Температура суміші газів на вході в підігрівник мережної води, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{см}} = h_{\text{вг}} / \overline{C_p'} = 305 / 1,338 = 228 .$$

Коефіцієнт утилізації теплоти відхідних газів в ПМВ

$$\psi = (t_{\text{см}} - t_{\text{вг}}) / (t_{\text{см}} - t_{\text{хп}}) = (228 - 110) / (228 - 25) = 0,58 .$$

Потужність, яка утилізується в ПМВ, МВт

$$Q_{\text{ПМВ}} = Q_{\text{Г}} \cdot \psi = 1,064 \cdot 0,58 = 0,623 .$$

Загальна потужність підігрівників в системі теплофікації, МВт

$$Q_{\text{під тф}} = Q_{\text{ПМВ}} + Q_{\text{со}} + Q_{\text{МТО}} = 0,623 + 0,54 + 0,379 = 1,542 .$$

Теплова потужність системи теплофікації з урахуванням ККД транспортування теплоти (дійсна), МВт

$$Q_{\text{тф}}^{\text{д}} = Q_{\text{під тф}} \cdot \eta_{\text{тр}} = 1,542 \cdot 0,98 = 1,51 .$$

Оскільки розрахункова потужність системи теплофікації $Q_{\text{тф}}^{\text{д}}$ на 0,031 МВт більша, ніж задана $Q_{\text{тф}}$, то розрахунки уточнювати не потрібно.
Витрата палива на міні-ТЕЦ за опалювальний період, тис. м^3

$$B_{\text{оп}} = (B_{\text{к}} + B_{\text{дв}}) \cdot \tau_{\text{оп}} \cdot 3,6 = (0,164 + 0,0596) \cdot 4500 \cdot 3,6 = 3622,23 .$$

Витрати коштів на паливо в опалювальний період, млн. грн.

$$Z_{\text{п}}^{\text{оп}} = B_{\text{оп}} \cdot \Pi_{\text{п}} \cdot 10^{-6} = 3622,23 \cdot 410 \cdot 10^{-6} = 1,485 .$$

Витрата електричної енергії на власні потреби котельні та підприємства з електромережі, МВт·год

$$E_{\text{оп}} = (N_{\text{к}} + N_{\text{п}} - N_{\text{дв}}) \cdot \tau_{\text{оп}} = (0,205 + 0,615 - 0,63) \cdot 4500 = 855 .$$

Витрати коштів на електроенергію, млн. грн.

$$Z_{\text{е}}^{\text{оп}} = E_{\text{оп}} \cdot \Pi_{\text{е}} \cdot 10^{-6} = 855 \cdot 280 \cdot 10^{-6} = 0,2394 .$$

Витрата коштів на енергоносії в опалювальний період, млн. грн.

$$Z_{\text{оп}} = Z_{\text{п}}^{\text{оп}} + Z_{\text{е}}^{\text{оп}} = 1,485 + 0,2394 = 1,7244 .$$

Розрахунки теплової схеми міні-ТЕЦ для міжопалювального періоду

В цьому випадку теплова потужність системи гарячого водопостачання $Q_{\text{гв}} = 0,54$ МВт забезпечується потужністю сорочки охолодження ГПД, а витрата пари на МТО дорівнює нулю.

Тоді паровидатність котельні складатиме, кг/с

$$D_0 = D_v + D_{ap} + D_d = 0,516 + 1,49 + D_d = 2,006 + D_d .$$

Витрата продувальної води, кг/с

$$G_{пр} = p \cdot D_0 = 0,03 \cdot (2,006 + D_v) = 0,0602 + 0,03 \cdot D_d .$$

Паровидатність розширника РБП, кг/с

$$D''_{рбп} = G_{пр} \cdot (h'_{пр} \cdot \eta_{то} - h'_{рбп}) / (h''_{рбп} - h'_{рбп}) = (0,0602 + 0,03 \cdot D_d) \times \\ \times (830 \cdot 0,98 - 440) / (2683 - 440) = (9,92 + 4,975 \cdot D_d) \cdot 10^{-3} .$$

Витрата живильної води, кг/с

$$G_{жв} = D_0 \cdot (1 + p) = (2,006 + D_d) \cdot (1 + 0,03) = 2,07 + 1,03 \cdot D_d .$$

Кількість конденсату, що повертається в деаератор, кг/с

$$G_{зк} = 0,75 \cdot D_{ap} = 0,75 \cdot 1,49 = 1,117 .$$

Витрата додаткової води з матеріального балансу деаератора, кг/с

$$G_{дв} = G_{жв} - G_{зк} = (2,07 + 1,03 \cdot D_d) - 1,117 = 0,953 + 1,03 \cdot D_d .$$

Тепловий баланс деаератора, кВт

$$G_{жв} \cdot h'_{жв} = D_d \cdot h_0 + 0,75 \cdot D_{ap} \cdot h'_{зк} + G_{дв} \cdot h'_{дв} + D''_{рбп} \cdot h''_{рбп} \\ \text{або} \quad (2,07 + 1,03 \cdot D_d) \cdot 428 = D_d \cdot 2790 + 0,75 \cdot 1,49 \cdot 462 + \\ + (0,953 + 1,053 \cdot D_d) \cdot 42 + (9,92 + 4,975 \cdot D_d) \cdot 10^{-3} \cdot 2683 .$$

Звідки $D_d = 0,126$ кг/с.

$$D''_{рбп} = (9,92 + 4,975 \cdot D_d) \cdot 10^{-3} = 0,0105 \text{ кг/с.}$$

$$D_0 = 2,006 + 0,126 = 2,132 \text{ кг/с.}$$

Теплова потужність котельні, МВт

$$Q_k = [D_0 \cdot (h_0 - h'_{жв}) + p \cdot D_0 \cdot (h'_{кв} - h'_{жв})] \cdot 10^{-3} = \\ = [2,132 \cdot (2790 - 428) + 0,03 \cdot 2,132 \cdot (830 - 428)] \cdot 10^{-3} = 5,06 .$$

Коефіцієнт утилізації теплоти відпрацьованих в ГПД газів

$$\psi = (t_{вг\ дв} - t_{вг\ к}) / (t_{вг\ дв} - t_{хп}) = (380 - 130) / (380 - 25) = 0,704 .$$

Потужність відпрацьованих газів, яка утилізується в котлі, МВт

$$Q_{ут} = Q_{г\ дв} \cdot \psi = 0,634 \cdot 0,704 = 0,446 .$$

Необхідна потужність котла, МВт

$$Q_{HK} = Q_K - Q_{YT} = 5,06 - 0,446 = 4,614 .$$

Необхідна витрата робочого палива на котельню, м³/с

$$B_{HK} = Q_{HK} / (Q_H^c \cdot \eta_K) = 4,614 / (35,88 \cdot 0,92) = 0,139 .$$

Витрата палива на міні-ТЕЦ за міжопалювальний період, тис. м³

$$B_{MO} = (B_K + B_{дв}) \cdot \tau_{MO} \cdot 3,6 = (0,139 + 0,0596) \cdot 4260 \cdot 3,6 = 3045,6 .$$

Витрати коштів на паливо в міжопалювальний період, млн. грн.

$$Z_{\Pi}^{MO} = B_{MO} \cdot \Pi_{\Pi} \cdot 10^{-6} = 3045,6 \cdot 410 \cdot 10^{-6} = 1,2487 .$$

Витрата електроенергії на власні потреби котельні та підприємства з електромережі, МВт·год

$$E_{MO} = (N_K + N_{\Pi} - N_{дв}) \cdot \tau_{MO} = (0,205 + 0,615 - 0,63) \cdot 4260 = 809,4 .$$

Витрати коштів на електроенергію, млн. грн.

$$Z_e^{MO} = E_{MO} \cdot \Pi_e \cdot 10^{-6} = 809,4 \cdot 280 \cdot 10^{-6} = 0,2266 .$$

Витрата коштів на енергоносії в міжопалювальний період, млн. грн.

$$Z_{MO} = Z_{\Pi}^{MO} + Z_e^{MO} = 1,2487 + 0,2266 = 1,4753 .$$

Річна витрата коштів на енергоносії на міні-ТЕЦ, млн. грн.

$$Z_{p\ TEЦ} = Z_{оп} + Z_{MO} = 1,7244 + 1,4753 = 3,1997 .$$

Річна економія коштів за рахунок впровадження міні-ТЕЦ, млн. грн.

$$\Delta Z_p = Z_{p\ кот} - Z_{p\ ТЕЦ} = 4,4452 - 3,1997 = 1,2455 .$$

Таким чином, впровадження міні-ТЕЦ на базі промислової котельні та ГПД цілком доцільне.

Приклад 7.6

Спроекувати теплову схему промислово-опалювальної котельні, підібрати основне і допоміжне устаткування, визначити річні показники роботи, якщо відомо: параметри пари, яка надходить до промислових споживачів потужністю 16,5 МВт, складають $P = 0,6$ МПа, $t = 170$ °С; потужність системи опалення і гарячого водопостачання 7,6 МВт і 2,4 МВт, відповідно; зворотний конденсат від промислових споживачів повертається з температурою 90 °С, а його втрати складають 40 %; температура води в системі гарячого водопостачання дорівнює 68 °С; температурний режим системи опалення 115/70; паливо – природний газ з теплотою згорання $Q_H^c = 33,44$ МДж/м³ і об'ємами $V^0 = 9,48$ м³/м³ і $V_r^0 = 10,6$ м³/м³; термін опалювального періоду 4900 год.; система гарячого водопостачання працює цілорічно; вартість робочого палива 360 грн за 1000 м³; електропостачання здійснюється з електромережі, питома витрата умовного палива в

якій становить 0,378 кг/(кВт·год); вартість електроенергії складає 0,29 грн. за 1 кВт·год; частка теплових власних потреб 0,03; вартість відпущеної теплоти 31 грн за 1 ГДж.

Складаємо принципову теплову схему котельні (рис. 7.6). Парові котли працюють на загальну парову магістраль. За допомогою редуційної установки РУ пара необхідного тиску надходить в колектор редукованої пари, звідки спрямовується до промислових споживачів ПС, атмосферний деаератор ДСА, підігрівник системи опалення ПСО, підігрівник води гарячого водопостачання ПГВ. Враховуючи значну температуру конденсату пари ($t_n > 150^\circ\text{C}$), конденсат пари після ПГВ зливається в підігрівник холодної води ПХВ системи гарячого водопостачання, де попередньо підігріває водопровідну воду. Конденсат із ПХВ і ПСО зливається в збірник конденсату ЗК, звідки конденсатним насосом КН перекачується в деаератор. Втрати конденсату поповнюються водою з ХВО. Додаткова вода підігрівається в підігрівнику ПДВ зливною водою із розширника безперервної продувки РБП і надходить в деаератор. Для живлення парою деаератора використовується суха насичена пара з РБП. Зворотний конденсат від промислових споживачів в кількості 60 % від споживаної пари насосом зворотного конденсату НЗК перекачується в деаератор. Необхідні позначення температур і ентальпій наведені на схемі.

7.6.1 Розрахунки теплової схеми котельні для опалювального періоду

За допомогою таблиць теплофізичних властивостей води і водяної пари [6] визначаємо ентальпії пари, конденсату і води в елементах схеми, кДж/кг

$$h_0 = h_{\text{ру}} = 2790; h''_{\text{рбп}} = 2684; h'_{\text{ру}} = 670; h'_{\text{зк}} = 377; h'_{\text{пр}} = 815; h'_{\text{рбп}} = 443; h'_{\text{жв}} = 440; h_{\text{гв}} = 282; h'_{\text{зл}} = 252; h'_{\text{пхв}} = 147; h'_{\text{св}} = 42.$$

Витрата пари на підігрівник системи опалення, кг/с

$$D_{\text{оп}} = Q_{\text{оп}} \cdot 10^3 / [(h_{\text{ру}} - h'_{\text{ру}}) \cdot \eta_{\text{то}}] = 7,6 \cdot 10^3 / [(2790 - 670) \cdot 0,98] = 3,65.$$

Витрата мережної води в системі опалення, кг/с

$$G_{\text{мв}} = Q_{\text{оп}} \cdot 10^3 / [c_v \cdot (t_{\text{пр}} - t_{\text{зв}})] = 7,6 \cdot 10^3 / [4,19 \cdot (115 - 70)] = 40,3.$$

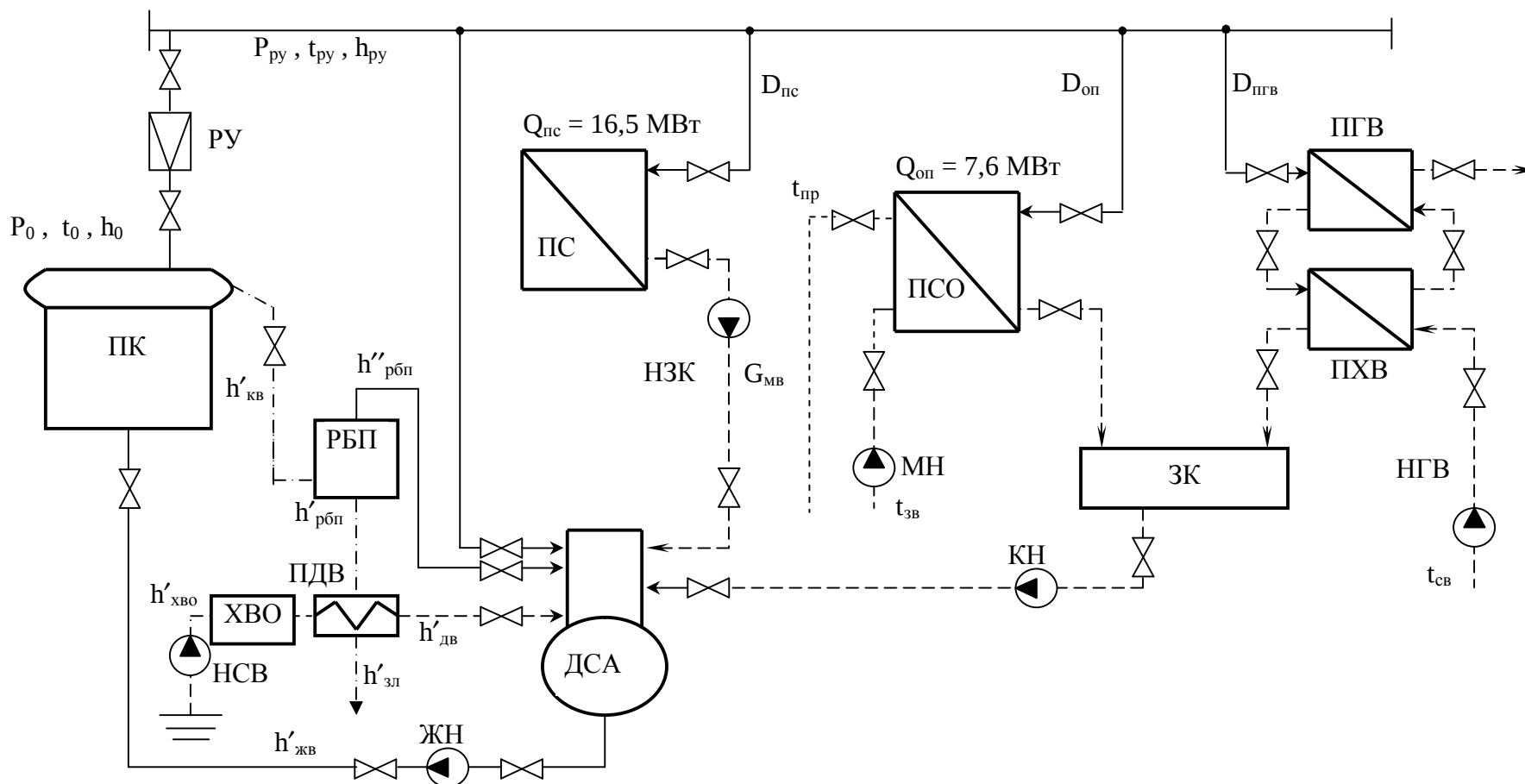


Рисунок 7.6 – Принципова тепла схема промислово-опалювальної котельні.

ПК – парові котли; РУ – редукційна установка; ПС – промислові споживачі; ПСО – підігрівник системи опалення; ПГВ – підігрівник гарячого водопостачання; ПХВ – підігрівник холодної води; НГВ, НСВ – насоси гарячого водопостачання та сирової води; ЗК – збірник конденсату; КН, МН, ЖН – конденсатний, мережний та живильний насоси; НЗК – насос зворотного конденсату; ДСА – атмосферний деаератор; ПДВ – підігрівник додаткової води; РБП – розширник безперервної продукції.

Витрата води в системі гарячого водопостачання, кг/с

$$G_{ГВ} = Q_{ГВ} \cdot 10^3 / (h_{ГВ} - h_{св}) = 2,4 \cdot 10^3 / (282 - 42) = 10$$

$$\text{або } G_{ГВ} = 10 \cdot 3,6 = 36 \text{ т/год.}$$

Потужність підігрівника холодної води за умови підігріву води в ньому на $\Delta t_{ГВ} = 10^\circ\text{C}$, МВт

$$Q_{ПХВ} = G_{ГВ} \cdot c_v \cdot \Delta t_{ГВ} = 10 \cdot 4,19 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 0,419.$$

Потужність підігрівника гарячої води ПГВ, кг/с

$$Q_{ПГВ} = Q_{ГВ} - Q_{ПХВ} = 2,4 - 0,419 = 1,981.$$

Витрата пари на підігрівник гарячої води ПГВ, кг/с

$$D_{ПГВ} = Q_{ПГВ} \cdot 10^{-3} / [(h_{ру} - h'_{ру}) \cdot \eta_{то}] = 1,981 \cdot 10^{-3} / [(2790 - 970) \cdot 0,98] = 0,95.$$

Ентальпія конденсату, що зливається в збірник конденсату ЗК з підігрівника холодної води ПХВ, кДж/кг

$$h'_{ПХВ} = h'_{ру} - Q_{ПХВ} \cdot 10^{-3} / D_{ПГВ} = 670 - 0,42 \cdot 10^{-3} / 0,95 = 228.$$

Ентальпія конденсату, який надходить в деаератор із збірника конденсату, кДж/кг

$$\begin{aligned} h'_k &= (D_{оп} \cdot h'_{ру} + D_{ПГВ} \cdot h'_{ПХВ}) / (D_{оп} + D_{ПГВ}) = \\ &= (3,65 \cdot 670 + 0,95 \cdot 228) / (3,65 + 0,95) = 578. \end{aligned}$$

Витрата пари на промислові споживачі, кг/с

$$D_{пс} = Q_{пс} \cdot 10^3 / [(h_{ру} - h'_{зк}) \cdot \eta_{то}] = 16,5 \cdot 10^3 / [(2790 - 377) \cdot 0,98] = 7.$$

Кількість зворотного конденсату, що повертається в деаератор, кг/с

$$G_{зк} = \alpha_{зк} \cdot D_{пс} = 0,6 \cdot 7 = 4,2 \quad \text{або } G_{зк} = 4,2 \cdot 3,6 = 15,2 \text{ т/год.}$$

Втрати конденсату в схемі, кг/с

$$G_{вт} = D_{пс} - G_{зк} = 7 - 4,2 = 2,8.$$

Витрата пари з колектора РУ, кг/с

$$D_{ру}^{оп} = D_{пс} + D_{оп} + D_{ПГВ} + D_d = 7 + 3,6 + 0,95 + D_d = 11,6 + D_d.$$

Паровидатність котельні, кг/с

$$D_0^{оп} = D_{ру}^{оп} \cdot (1 + q_{вп}) = (11,6 + D_d) \cdot (1 + 0,03) = 11,95 + 1,03 \cdot D_d.$$

Витрата живильної води, кг/с

$$G_{жв}^{оп} = D_0^{оп} \cdot (1 + p) = (11,95 + 1,03 \cdot D_d) \cdot (1 + 0,03) = 12,3 + 1,06 \cdot D_d.$$

Витрата продувальної води, кг/с

$$G_{\text{пр}}^{\text{оп}} = D_0^{\text{оп}} \cdot p = (11,95 + 1,03 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 0,03 = 0,359 + 0,0309 \cdot D_{\text{д}}.$$

Парова видатність розширника безперервної продувки, кг/с

$$\begin{aligned} D''_{\text{рбп}}^{\text{оп}} &= G_{\text{пр}}^{\text{оп}} \cdot (h'_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{то}} - h'_{\text{рбп}}) / (h''_{\text{рбп}} - h'_{\text{рбп}}) = \\ &= (0,359 + 0,0309 \cdot D_{\text{д}}) \times (815 \cdot 0,98 - 443) / (2684 - 443) = \\ &= 0,0585 + 0,005 \cdot D_{\text{д}}. \end{aligned}$$

Кількість води, що зливається в підігрівник додаткової води, кг/с

$$\begin{aligned} G_{\text{зл}}^{\text{оп}} &= G_{\text{пр}}^{\text{оп}} - D''_{\text{рбп}}^{\text{оп}} = 0,359 + 0,0309 \cdot D_{\text{д}} - (0,0585 + 0,005 \cdot D_{\text{д}}) = \\ &= 0,3 + 0,0259 \cdot D_{\text{д}}. \end{aligned}$$

Витрата додаткової води, кг/с

$$G_{\text{дв}}^{\text{оп}} = G_{\text{вт}} + G_{\text{зл}}^{\text{оп}} = 2,8 + 0,3 + 0,0259 \cdot D_{\text{д}} = 3,1 + 0,0259 \cdot D_{\text{д}}.$$

Величина нагріву додаткової води з рівняння теплового балансу ПДВ, °С

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{дв}}^{\text{оп}} &= G_{\text{зл}}^{\text{оп}} \cdot (h'_{\text{рбп}} - h'_{\text{зл}}) / (c_{\text{в}} \cdot G_{\text{дв}}^{\text{оп}}) = \\ &= (0,3 + 0,0259 \cdot D_{\text{д}}) \cdot (443 - 252) / [4,19 \cdot (3,1 + 0,0259 \cdot D_{\text{д}})] \approx 5. \end{aligned}$$

Температура і ентальпія додаткової води

$$t_{\text{дв}} = t_{\text{хво}} + \Delta t_{\text{дв}}^{\text{оп}} = 20 + 5 = 25^{\circ}\text{C}, \quad h'_{\text{дв}} = c_{\text{в}} \cdot t_{\text{дв}} = 4,19 \cdot 25 \approx 105 \text{ кДж/кг}.$$

Тепловий баланс деаератора, кВт

$$\begin{aligned} G_{\text{жв}}^{\text{оп}} \cdot h'_{\text{жв}} &= G_{\text{дв}}^{\text{оп}} \cdot h'_{\text{дв}} + D''_{\text{рбп}}^{\text{оп}} \cdot h''_{\text{рбп}} + G_{\text{зк}} \cdot h'_{\text{зк}} + D_{\text{д}}^{\text{оп}} \cdot h_{\text{ру}} + (D_{\text{оп}} + D_{\text{пгв}}) \cdot h'_{\text{к}} \\ \text{або } (12,3 + 1,06 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 440 &= (3,1 + 0,0259 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 105 + (0,0585 + 0,005 \cdot D_{\text{д}}) \times \\ &\times 2684 + 4,2 \cdot 377 + D_{\text{д}} \cdot 2790 + (3,65 + 0,95) \cdot 578. \end{aligned}$$

Звідки $D_{\text{д}}^{\text{оп}} = 0,386 \text{ кг/с};$

$$D_{\text{ру}}^{\text{оп}} = 11,6 + 0,386 \approx 12 \text{ кг/с};$$

$$D_0^{\text{оп}} = 11,95 + 1,03 \cdot 0,386 = 12,35 \text{ кг/с або } 44,46 \text{ т/год};$$

$$D''_{\text{рбп}}^{\text{оп}} = 0,0585 + 0,005 \cdot 0,386 = 0,0604 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{жв}}^{\text{оп}} = 12,3 + 1,06 \cdot 0,386 = 12,71 \text{ кг/с або } 45,756 \text{ т/год};$$

$$G_{\text{дв}}^{\text{оп}} = 3,1 + 0,0259 \cdot 0,386 = 3,11 \text{ кг/с або } 11,2 \text{ т/год};$$

$$G_{\text{пр}}^{\text{оп}} = 0,359 + 0,0309 \cdot 0,386 = 0,37 \text{ кг/с}.$$

Теплова потужність котельні в опалювальний період, МВт

$$Q_{\text{к}}^{\text{оп}} = [D_0^{\text{оп}} \cdot (h_0 - h'_{\text{жв}}) + G_{\text{пр}}^{\text{оп}} \cdot (h'_{\text{пр}} - h'_{\text{жв}})] \cdot 10^{-3} =$$

$$= [12,35 \cdot (2790 - 440) + 0,37 \cdot (815 - 440)] \cdot 10^{-3} = 29,16 .$$

Витрата умовного і робочого палива в опалювальний період, кг/с і м³/с, відповідно

$$B_y^{оп} = Q_k^{оп} / (Q_{н\ y}^p \cdot \eta_k) = 29,16 / (29,3 \cdot 0,91) = 1,094 ,$$

$$B^{оп} = B_y^{оп} \cdot Q_{н\ y}^p / Q_{н}^c = 1,094 \cdot 29,3 / 33,44 = 0,958 ,$$

де η_k – орієнтовне значення ККД котельних агрегатів.

7.6.2 Розрахунки теплової схеми котельні для міжопалювального періоду

В цьому разі ентальпія конденсату, який надходить в деаератор із збірника конденсату дорівнюватиме 228 кДж/кг, а витрата дорівнюватиме 0,95 кг/с.

Витрата пари з колектора РУ, кг/с

$$D_{ру}^{МО} = D_{пс} + D_{пгв} + D_d = 7 + 0,95 + D_d = 7,95 + D_d .$$

Паровидатність котельні, кг/с

$$D_0^{МО} = D_{ру}^{МО} \cdot (1 + q_{вп}) = (7,95 + D_d) \cdot (1 + 0,03) = 8,188 + 1,03 \cdot D_d .$$

Витрата живильної води, кг/с

$$G_{жв}^{МО} = D_0^{МО} \cdot (1 + p) = (8,188 + 1,03 \cdot D_d) \cdot (1 + 0,03) = 8,434 + 1,06 \cdot D_d .$$

Витрата продувальної води, кг/с

$$G_{пр}^{МО} = D_0^{МО} \cdot p = (8,188 + 1,03 \cdot D_d) \cdot 0,03 = 0,246 + 0,0309 \cdot D_d .$$

Парова видатність розширника безперервної продувки, кг/с

$$D''_{рбп}^{МО} = G_{пр}^{МО} \cdot (h'_{пр} \cdot \eta_{то} - h'_{рбп}) / (h''_{рбп} - h'_{рбп}) = (0,246 + 0,0309 \cdot D_d) \times \\ \times (815 \cdot 0,98 - 443) / (2684 - 443) = 0,04 + 0,005 \cdot D_d .$$

Кількість води, що зливається в підігрівник додаткової води, кг/с

$$G_{зл}^{МО} = G_{пр}^{МО} - D''_{рбп} = 0,246 + 0,0309 \cdot D_d - (0,04 + 0,005 \cdot D_d) = \\ = 0,206 + 0,0259 \cdot D_d .$$

Витрата додаткової води, кг/с

$$G_{дв}^{МО} = G_{вт} + G_{зл}^{МО} = 2,8 + 0,206 + 0,0259 \cdot D_d = 3,06 + 0,0259 \cdot D_d .$$

Величина нагріву додаткової води з рівняння теплового балансу ПДВ, °С

$$\Delta t_{дв}^{МО} = G_{зл}^{МО} \cdot (h'_{рбп} - h'_{зл}) / (c_v \cdot G_{дв}^{МО}) = \\ = (0,206 + 0,0259 \cdot D_d) \cdot (443 - 252) / [4,19 \cdot (3,06 + 0,0259 \cdot D_d)] \approx 4,5 .$$

Температура і ентальпія додаткової води

$$t_{\text{дв}} = t_{\text{хво}} + \Delta t_{\text{дв}}^{\text{МО}} = 20 + 4,5 = 24,5 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad h'_{\text{дв}} = c_{\text{в}} \cdot t_{\text{дв}} = 4,19 \cdot 24,5 \approx 103 \text{ кДж/кг}.$$

Тепловий баланс деаератора, кВт

$$G_{\text{жв}}^{\text{МО}} \cdot h'_{\text{жв}} = G_{\text{дв}}^{\text{МО}} \cdot h'_{\text{дв}} + D''_{\text{рбп}}^{\text{МО}} \cdot h''_{\text{рбп}} + G_{\text{зк}} \cdot h'_{\text{зк}} + D_{\text{д}}^{\text{МО}} \cdot h_{\text{ру}} + D_{\text{пгв}} \cdot h'_{\text{к}}$$

$$\text{або } (8,434 + 1,06 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 440 = (3,06 + 0,0259 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 103 +$$

$$+ (0,04 + 0,005 \cdot D_{\text{д}}) \cdot 2684 + 4,2 \cdot 377 + D_{\text{д}} \cdot 2790 + 0,95 \cdot 578.$$

$$\begin{aligned} \text{Звідки } D_{\text{д}}^{\text{МО}} &= 0,494 \text{ кг/с}; \quad D_{\text{ру}}^{\text{МО}} = 7,95 + 0,494 = 8,44 \text{ кг/с}; \quad D_0^{\text{МО}} = \\ &= 8,188 + 1,03 \cdot 0,494 = 8,7 \text{ кг/с або } 31,32 \text{ т/год}; \quad D''_{\text{рбп}}^{\text{МО}} = 0,04 + 0,005 \times \\ &\times 0,494 = 0,0425 \text{ кг/с}; \quad G_{\text{жв}}^{\text{МО}} = 8,434 + 1,06 \cdot 0,494 = 8,96 \text{ кг/с або } 32,2 \text{ т/год}; \\ G_{\text{дв}}^{\text{МО}} &= 3,06 + 0,0259 \cdot 0,494 = 3,07 \text{ кг/с або } 11,06 \text{ т/год}; \quad G_{\text{пр}}^{\text{МО}} = 0,246 + \\ &+ 0,0309 \cdot 0,494 = 0,261 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Теплова потужність котельні в міжопалювальний період, МВт

$$\begin{aligned} Q_{\text{к}}^{\text{МО}} &= [D_0^{\text{МО}} \cdot (h_0 - h'_{\text{жв}}) + G_{\text{пр}}^{\text{МО}} \cdot (h'_{\text{пр}} - h'_{\text{жв}})] \cdot 10^{-3} = \\ &= [8,7 \cdot (2790 - 440) + 0,261 \cdot (815 - 440)] \cdot 10^{-3} = 20,54. \end{aligned}$$

Витрата умовного і робочого палива в міжопалювальний період, кг/с і м³/с, відповідно

$$B_{\text{у}}^{\text{МО}} = Q_{\text{к}}^{\text{МО}} / (Q_{\text{н у}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}) = 20,54 / (29,3 \cdot 0,91) = 0,77,$$

$$B^{\text{МО}} = B_{\text{у}}^{\text{оп}} \cdot Q_{\text{н у}}^{\text{р}} / Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 0,77 \cdot 29,3 / 33,44 = 0,675.$$

7.6.3 Вибір основного та допоміжного устаткування

За результатами розрахунків теплової схеми максимальна паровидатність котельні становить 44,46 т/год, а мінімальна – 31,2 т/год. В зв'язку з цим із додатка А оберемо до встановлення два котли ДЕ–25–14 з паровидатністю по 25 т/год і тиском пари 1,4 МПа і один котел ДЕ–16–14 з паровидатністю 16 т/год і таким самим тиском пари. В опалювальний період працюють два котли ДЕ–25–14, а в міжопалювальний – котел ДЕ–25–14 і котел ДЕ–16–14. При цьому їх завантаженість складає 0,89 і 0,76, відповідно, тобто перебуває в діапазоні оптимальних значень ККД (0,9–0,92).

Подача вентиляторів в опалювальний період роботи котельні, тис. м³/год

$$Q_{\text{в}}^{\text{оп}} = k_3 \cdot 3,6 \cdot B^{\text{оп}} \cdot V^0 \cdot \alpha_{\text{т}} = 1,1 \cdot 3,6 \cdot 0,958 \cdot 9,48 \cdot 1,05 = 37,76,$$

де k_3 – коефіцієнт запасу.

Із додатка Д вибираємо два вентилятори ВД–10 з подачею по 20 тис. м³/год, напором 2,7 кПа і ККД 0,67.

Потужність електроприводів вентиляторів, кВт

$$N_B^{оп} = 0,277 \cdot Q_B^{оп} \cdot H_B / (\eta_B \cdot \eta_{ем}) = 0,277 \cdot 37,76 \cdot 2,7 / (0,67 \cdot 0,96) = 43,9,$$

де $\eta_{ем}$ – електромеханічний ККД.

Для роботи котельні в міжопалювальний період із додатка Д вибираємо вентилятор ВД–8 з подачею 8 тис. м³/год, напором 0,98 кПа, ККД 0,67 для котла ДЕ–16–14.

Потужність електродвигуна вентилятора ВД–8, кВт

$$N_{ВД-8} = 0,277 \cdot Q_{ВД-8} \cdot H_B / (\eta_B \cdot \eta_{ем}) = 0,277 \cdot 8 \cdot 0,98 / (0,67 \cdot 0,96) = 3,38.$$

Загальна потужність вентиляторів в міжопалювальний період, кВт

$$N_B^{мо} = N_B^{оп} / 2 + N_{ВД-8} = 43,9 / 2 + 3,38 = 25,33 .$$

Подача димососів для опалювального режиму роботи котельні, тис. м³/год

$$Q_d^{оп} = k_3 \cdot 3,6 \cdot B^{оп} \cdot [V_r^0 + (\alpha_{вг} - 1) \cdot V^0] \cdot [(\vartheta_{вг} + 273) / 273] =$$

$$= 1,1 \cdot 3,6 \cdot 0,958 \cdot [10,6 + (1,35 - 1) \cdot 9,48] \cdot [(130 + 273) / 273] = 77,94 ,$$

де $\alpha_{вг} = 1,35$ – коефіцієнт зайвини повітря у відхідних газах;

$\vartheta_{вг} = 130$ °С – температура відхідних газів.

Вибираємо два димососи Д – 13,5 з подачею 55 тис.м³/год, напором 2,9 кПа і ККД 0,63.

Потужність електроприводів димососів , кВт

$$N_d^{оп} = 0,277 \cdot Q_d^{оп} \cdot H_d / (\eta_d \cdot \eta_{ем}) = 0,277 \cdot 77,94 \cdot 2,9 / (0,63 \cdot 0,96) = 103,52 .$$

Для роботи котельні в міжопалювальний період необхідно підібрати димосос для котла ДЕ–16–14. Із додатка Д вибираємо димосос ДН–11,2 з подачею 17,6 тис. м³/год, напором 1,32 кПа, ККД 0,82.

Потужність електродвигуна димососа ДН–11,2 , кВт

$$N_{ДН-11,2} = 0,277 \cdot Q_{ДН-11,2} \cdot H_d / (\eta_d \cdot \eta_{ем}) = 0,277 \cdot 17,6 \cdot 1,32 / (0,82 \cdot 0,96) = 8,17.$$

Загальна потужність димососів в міжопалювальний період, кВт

$$N_d^{мо} = N_d^{оп} / 2 + N_{ДН-11,2} = 103,52 / 2 + 8,17 = 59,93 .$$

Сумарна електрична потужність тягодуттєвих установок, кВт:

– в опалювальний період $N_{ТД}^{оп} = N_B^{оп} + N_d^{оп} = 43,9 + 103,52 = 147,43;$

– в міжопалювальний період $N_{ТД}^{мо} = N_B^{мо} + N_d^{мо} = 25,33 + 59,93 = 85,26 .$

Витрата мережної води в системі опалення $G_{мв} = 40,3$ кг/с або 145 м³/год. Із додатка Б беремо два насоси Д 200-95 з подачею 200 м³/год, напором 0,95 МПа і ККД 0,70, один – робочий, один – резервний.

Потужність електродвигуна мережного насоса Д 200-95, кВт

$$N_{мн} = G_{мн} \cdot H_{мн} / (3600 \cdot \eta_n \cdot \eta_{ем}) = 145 \cdot 950 / (3600 \cdot 0,75 \cdot 0,96) = 56,9.$$

Із додатка Б вибираємо два живильних насоси ЦНСГ-60-165 з подачею $60 \text{ м}^3/\text{год}$, напором 1,65 МПа, ККД приймаємо 0,65, один – робочий, один – резервний.

Потужність електропривода живильного насоса, кВт:

$$\begin{aligned} \text{– в опалювальний період } N_{\text{ЖН}}^{\text{оп}} &= G_{\text{ЖВ}}^{\text{оп}} \cdot H_{\text{ЖН}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}) = \\ &= 45,756 \cdot 1650 / (3600 \cdot 0,65 \cdot 0,96) = 33,6, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{– в міжопалювальний період } N_{\text{ЖН}}^{\text{мо}} &= G_{\text{ЖВ}}^{\text{мо}} \cdot H_{\text{ЖН}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}) = \\ &= 32,2 \cdot 1650 / (3600 \cdot 0,65 \cdot 0,96) = 23,65. \end{aligned}$$

Для гарячого водопостачання вибираємо насос ЗКМ–6 з подачею $45 \text{ м}^3/\text{год}$, напором 0,54 МПа, ККД 0,63.

Потужність насоса гарячого водопостачання, кВт

$$N_{\text{НГВ}} = G_{\text{ГВ}} \cdot H_{\text{НГВ}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}) = 36 \cdot 540 / (3600 \cdot 0,63 \cdot 0,96) = 8,93.$$

Насос зворотного конденсату вибираємо із додатка Б. Марка насоса 2КМ-20-30 з подачею $20 \text{ м}^3/\text{год}$, напором 0,308 МПа і ККД 0,64.

Потужність насоса зворотного конденсату, кВт

$$N_{\text{НЗК}} = G_{\text{ЗК}} \cdot H_{\text{НЗК}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}) = 15,2 \cdot 308 / (3600 \cdot 0,64 \cdot 0,96) = 2,1.$$

Витрата конденсату на конденсатний насос КН, кг/с:

$$\text{– в опалювальний період } G_{\text{КН}}^{\text{оп}} = D_{\text{оп}} + D_{\text{ПГВ}} = 3,65 + 0,95 = 4,6 \text{ або } 16,6 \text{ т/год};$$

$$\text{– в міжопалювальний період } G_{\text{КН}}^{\text{мо}} = D_{\text{ПГВ}} = 0,95 \text{ або } 3,45 \text{ т/год}.$$

Із додатка Б для опалювального періоду вибираємо насос 2КМ-20/18 з подачею $20 \text{ м}^3/\text{год}$, напором 0,185 МПа і ККД 0,68, а для міжопалювального періоду – насос 1,5К-8/19 з подачею $6 \text{ м}^3/\text{год}$, напором 0,203 МПа і ККД 0,44. Тоді потужності електродвигунів насосів КН:

– в опалювальний період

$$N_{\text{КН}}^{\text{оп}} = G_{\text{КН}}^{\text{оп}} \cdot H_{\text{КН}}^{\text{оп}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}}^{\text{оп}} \cdot \eta_{\text{ем}}) = 16,56 \cdot 185 / (3600 \cdot 0,68 \cdot 0,96) = 1,3,$$

– в міжопалювальний період

$$N_{\text{КН}}^{\text{мо}} = G_{\text{КН}}^{\text{мо}} \cdot H_{\text{КН}}^{\text{мо}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}}^{\text{мо}} \cdot \eta_{\text{ем}}) = 3,45 \cdot 203 / (3600 \cdot 0,44 \cdot 0,96) = 0,46.$$

Для насоса сирої води вибираємо насос 1,5КМ-8/19 з подачею $14 \text{ м}^3/\text{год}$, напором 0,174 МПа і ККД 0,555.

Потужність насоса НСВ, кВт

$$N_{\text{НСВ}} = 1,2 \cdot G_{\text{дв}} \cdot H_{\text{НСВ}} / (1000 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}) = 1,2 \cdot 3,12 \cdot 174 / (1000 \cdot 0,555 \cdot 0,96) = 1,22.$$

Сумарна потужність електроприводів насосів для опалювального і

міжопалювального періодів, відповідно, кВт

$$N_H^{OP} = N_{MH} + N_{ЖН}^{OP} + N_{НГВ} + N_{НЗК} + N_{КН}^{OP} + N_{НСВ} = \\ = 56,9 + 33,6 + 8,93 + 2,1 + 1,3 + 1,22 = 104,1 .$$

$$N_H^{MO} = N_{ЖН}^{MO} + N_{НГВ} + N_{НЗК} + N_{КН}^{MO} + N_{НСВ} = \\ = 23,65 + 8,93 + 2,1 + 0,46 + 1,22 = 36,36 .$$

Загальна потужність власних потреб котельні в опалювальний і між опалювальний періоди, кВт

$$N_{ВП}^{OP} = N_{ТД}^{OP} + N_H^{OP} = 147,43 + 104,1 = 251,53 ,$$

$$N_{ВП}^{MO} = N_{ТД}^{MO} + N_H^{MO} = 85,26 + 36,36 = 121,62 .$$

З урахуванням витрат електроенергії на освітлення та іншу потужності власних потреб можуть складати, кВт

$$N_{ВП}^{OP} = 1,03 \cdot 251,53 = 259,1 , \quad N_{ВП}^{MO} = 1,02 \cdot 121,62 = 124,1 .$$

7.6.4 Річні показники роботи котельні

Еквівалентна витрата умовного палива на власні потреби в опалювальний та міжопалювальний періоди, кг/с

$$B_e^{OP} = b_y \cdot N_{ВП}^{OP} \cdot 10^{-3} / 3,6 = 0,378 \cdot 259,1 \cdot 10^{-3} / 3,6 = 0,0272 ,$$

$$B_e^{MO} = b_y \cdot N_{ВП}^{MO} \cdot 10^{-3} / 3,6 = 0,378 \cdot 124,1 \cdot 10^{-3} / 3,6 = 0,013 .$$

Коефіцієнти корисної дії нетто котельні в різні періоди роботи

$$\eta^{H OP} = (Q_{ПС} + Q_{OP} + Q_{ГВ}) / [(B_y^{OP} + B_e^{OP}) \cdot Q_{Н y}^p] = \\ = (16,5 + 7,6 + 2,4) / [(1,094 + 0,0272) \cdot 29,3] = 0,807 ,$$

$$\eta^{H MO} = (Q_{ПС} + Q_{ГВ}) / [(B_y^{MO} + B_e^{MO}) \cdot Q_{Н y}^p] = \\ = (16,5 + 2,4) / [(0,77 + 0,013) \cdot 29,3] = 0,824 .$$

Питомі витрати умовного палива на відпуск теплоти, кг/ГДж

$$b^{OP} = 34,14 / \eta^{H OP} = 34,14 / 0,807 = 42,305 ,$$

$$b^{MO} = 34,14 / \eta^{H MO} = 34,14 / 0,824 = 41,43 .$$

Витрати робочого палива за опалювальний та міжопалювальний періоди, тис. м³/с

$$B^{OP} = 0,958 \cdot 3,6 \cdot 4900 = 16899,12 ,$$

$$B^{MO} = 0,675 \cdot 3,6 \cdot (8760 - 4900) = 9379,8 .$$

Загальна річна витрата палива в котельні, тис. м³

$$B_p = B^{оп} + B^{мо} = 16899,12 + 9379,8 = 26278,92 .$$

Річні витрати коштів на паливо, млн. грн.

$$Z_{п} = B_p \cdot Ц_{п} \cdot 10^{-6} = 26278,92 \cdot 360 \cdot 10^{-6} = 9,4604 .$$

Річна витрата електроенергії на власні потреби котельні, МВт·год

$$\begin{aligned} E_{вп} &= [N_{вп}^{оп} \cdot \tau_{оп} + N_{вп}^{мо} \cdot (8760 - \tau_{оп})] \cdot 10^{-3} = \\ &= [259,1 \cdot 4900 + 124,1 \cdot (8760 - 4900)] \cdot 10^{-3} = 1748,6 . \end{aligned}$$

Річна витрата коштів на електроенергію, млн. грн.

$$Z_e = E_{вп} \cdot Ц_e \cdot 10^{-6} = 1748,6 \cdot 290 \cdot 10^{-6} = 0,507 .$$

Загальні річні витрати на енергоносії, млн. грн.

$$Z_3 = Z_{п} + Z_e = 9,4604 + 0,507 = 9,967 .$$

Виручка коштів за відпущену теплову енергію, млн. грн./рік

$$\begin{aligned} ВР &= [(Q_{пс} + Q_{оп} + Q_{гв}) \cdot \tau_{оп} + (Q_{пс} + Q_{гв}) \cdot (8760 - \tau_{оп})] \cdot Ц_{т} \cdot 10^{-6} \cdot 3,6 = \\ &= [(16,5+7,6+2,4) \cdot 4900 + (16,5+2,4) \cdot (8760-4900)] \cdot 31 \cdot 10^{-6} \cdot 3,6 = 22,633 . \end{aligned}$$

8 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛОВИХ СХЕМ ВОДОГРІЙНИХ ТА ПАРОВОДОГРІЙНИХ КОТЕЛЕНЬ

Приклад 8.1

Система опалення потужністю 20 МВт та система гарячого водопостачання ГВП потужністю 10 МВт підключені до водогрійної котельні, що працює на природному газі з теплотою згорання $Q_{н}^c = 33,7$ МДж/м³. Система тепlopостачання замкнута. Підігрівники ГВП підключені паралельно. В схемі котельні встановлений вакуумний деаератор. Підігрівники сирої та хімічованої води заживлені послідовно. Температура сирої води 5 °С. Втрати мережної води 2 %. Температурний графік роботи теплової мережі котельні 120/70 °С. Охолодження води в прямому та зворотному трубопроводах тепломережі складають по 5 °С. Визначити показники роботи водогрійної котельні, якщо: ККД котлів $\eta_k = 0,92$; ККД теплообмінників $\eta_{то} = 0,98$.

Розв'язування

Принципова тепла схема котельні показана на рис. 8.1. Вода з котла по прямому трубопроводу надходить в тепломережу і далі до теплового пункту споживача. Там паралельно встановлені підігрівники опалення та ГВП. Графік температур в прямому і зворотному трубопроводах в котельні $t_{пр} / t_{зв}$, а теплового пункті $t_{пр}' / t_{зв}'$. Втрати мережної води покриваються

додатковою водою, яка спочатку підігрівається в підігрівнику сирої води ПСВ від температури $t_{\text{св}}$ до $t_{\text{хво}}$, проходить хімводоочистку (ХВО), а потім остаточно догрівається в підігрівнику ПХВО до температури $t_{\text{дв}}$ і надходить в деаератор. З деаератора підготовлена вода підживлювальним насосом ПН з температурою $t_{\text{д}}$ спрямовується в зворотний трубопровід. Деаератор та підігрівники ПСВ та ПХВО гріються водою із котла з температурою $t_{\text{к}}''$, причому останні заживлені послідовно. Спочатку грійна вода охолоджується в ПХВО до температури $t_{\text{пхво,псв}}$, а потім – в ПСВ до температури $t_{\text{к}}'$. Після змішування в зворотному трубопроводі мережної води після теплового пункту з температурою $t_{\text{зв}}$, підживлювальної води з деаератора з температурою $t_{\text{д}}$ та грійної води після ПСВ і ПХВО з температурою $t_{\text{к}}'$ мережна вода надходить в мережний насос з температурою $t_{\text{мн}}$. По лінії перепуски частина мережної води з температурою $t_{\text{мн}}$ переходить із зворотного в прямий трубопровід для зниження там температури від $t_{\text{к}}''$ до $t_{\text{пр}}$. По лінії рециркуляції за допомогою насоса РН частина мережної води з температурою $t_{\text{к}}''$ переходить з прямого в зворотний трубопровід для підігріву води, що надходить в котел від температури $t_{\text{мн}}$ до $t_{\text{к}}'$.

Температури потоків теплоносіїв, $^{\circ}\text{C}$.

Температура води після котла $t_{\text{к}}'' = 150$, температура води в прямому трубопроводі котельні $t_{\text{пр}} = 120$, температура води в зворотному трубопроводі

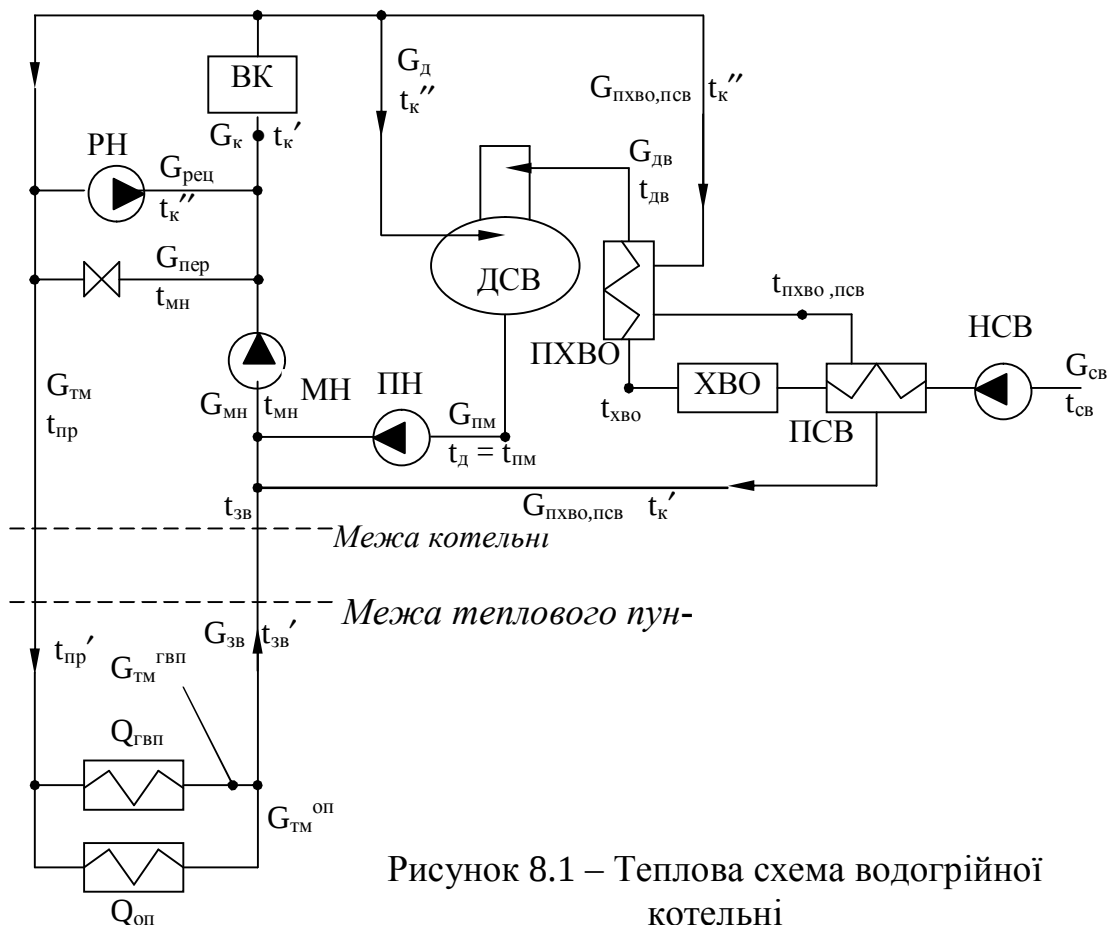


Рисунок 8.1 – Теплова схема водогрійної котельні

котельні $t_{зв} = 70$, температура води на вході в котел (паливо – природний газ) $t'_k = 70$, температура підживлювальної води з деаератора $t_d = 70$, температура додаткової води на вході в деаератор (вакуумний) $t_{дв} = 68$, температура води для підживлення теплової мережі $t_{пм} = t_d = 70$.

Температура води в прямому трубопроводі теплової мережі в тепловому пункті, $^{\circ}\text{C}$

$$t'_{пр} = t_{пр} - 5 = 120 - 5 = 115 .$$

Температура води в зворотному трубопроводі в тепловому пункті, $^{\circ}\text{C}$

$$t'_{зв} = t_{зв} + 5 = 70 + 5 = 75 .$$

Витрата мережної води через підігрівник ГВП, кг/с

$$\begin{aligned} G_{\text{ТМ}}^{\text{ГВП}} &= Q_{\text{ГВП}} / [c_v \cdot (t'_{пр} - t'_{зв}) \cdot \eta_{\text{то}}] = \\ &= 10 \cdot 10^3 / [4,19 \cdot (115 - 75) \cdot 0,98] = 60,88 . \end{aligned}$$

Витрата мережної води через підігрівник опалення, кг/с

$$\begin{aligned} G_{\text{ТМ}}^{\text{оп}} &= Q_{\text{оп}} / [c_v \cdot (t'_{пр} - t'_{зв}) \cdot \eta_{\text{то}}] = \\ &= 20 \cdot 10^3 / [4,19 \cdot (115 - 75) \cdot 0,98] = 121,76 . \end{aligned}$$

Витрата мережної води, кг/с

$$G_{\text{ТМ}} = G_{\text{ТМ}}^{\text{оп}} + G_{\text{ТМ}}^{\text{ГВП}} = 60,88 + 121,76 = 182,64 .$$

Витрата додаткової води, кг/с

$$G_{\text{дв}} = G_{\text{ТМ}} \cdot \alpha_{\text{втр}} = 182,64 \cdot 0,02 = 3,653 \text{ кг/с} .$$

Витрата води з котла на живлення деаератора, кг/с

$$G_d = G_{\text{дв}} \cdot (t_d - t_{\text{дв}}) / (t''_k - t_d) = 3,653 \cdot (70 - 68) / (150 - 70) = 0,0913 .$$

Витрата підживлювальної води, кг/с

$$G_{\text{пм}} = G_d + G_{\text{дв}} = 3,653 + 0,0913 = 3,744 .$$

Витрата сирієї води, кг/с

$$G_{\text{св}} = G_{\text{дв}} \cdot 1,2 = 3,653 \cdot 1,2 = 4,38 .$$

Потужність підігрівника після хімоводоочистки ПХВО, кВт

$$Q_{\text{ПХВО}} = G_{\text{дв}} \cdot c_v \cdot (t_{\text{дв}} - t_{\text{хво}}) = 3,653 \cdot 4,19 \cdot (68 - 20) = 734,7 .$$

Потужність підігрівника сирієї води ПСВ, кВт

$$Q_{\text{ПСВ}} = G_{\text{св}} \cdot c_v \cdot (t_{\text{хво}} - t_{\text{св}}) = 4,38 \cdot 4,19 \cdot (20 - 5) = 275,3 .$$

Витрата грієної води через послідовно підключені підігрівники ПХВО та ПСВ, кг/с

$$G_{\text{ПХВО,ПСВ}} = (Q_{\text{ПХВО}} + Q_{\text{ПСВ}}) / [c_v \cdot (t_k'' - t_k') \cdot \eta_{\text{ТО}}] =$$

$$= (734,7 + 275,3) / [4,19 \cdot (150 - 70) \cdot 0,98] = 3,02 .$$

Температура грійної води після підігрівника ПХВО, °С

$$t_{\text{ПХВО,ПСВ}} = t_k'' - Q_{\text{ПХВО}} \cdot \eta_{\text{ТО}} / (c_v \cdot G_{\text{ПХВО,ПСВ}}) =$$

$$= 150 - 734,7 \cdot 0,98 / (4,19 \cdot 3,02) = 93,09.$$

Витрата мережної води перед мережним насосом МН, кг/с

$$G_{\text{МН}} = G_{\text{ТМ}} \cdot (1 - \alpha_{\text{ВТР}}) + G_{\text{ПМ}} + G_{\text{ПХВО,ПСВ}} =$$

$$= 182,64 \cdot (1 - 0,02) + 3,744 + 3,02 = 185,75.$$

Температура води перед мережним насосом

$$t_{\text{МН}} = [G_{\text{ТМ}} \cdot (1 - \alpha_{\text{ВТР}}) \cdot t_{\text{ЗВ}} + G_{\text{ПМ}} \cdot t_{\text{ПМ}} + G_{\text{ПХВО,ПСВ}} \cdot t_k'] / G_{\text{МН}} =$$

$$= [182,64 \cdot (1 - 0,02) \cdot 70 + 3,744 \cdot 70 + 3,02 \cdot 70] / 185,75 = 70 .$$

Визначаємо витрату води в лінії перепуску, кг/с

$$G_{\text{пер}} = G_{\text{ТМ}} \cdot (t_k'' - t_{\text{пр}}) / (t_k'' - t_{\text{МН}}) = 182,64 \cdot (150 - 120) / (150 - 70) = 68,5.$$

Витрата води в лінії рециркуляції, кг/с

$$G_{\text{рец}} = (G_{\text{МН}} - G_{\text{пер}}) \cdot (t_k' - t_{\text{МН}}) / (t_k'' - t_k') =$$

$$= (185,75 - 68,5) \cdot (70 - 70) / (150 - 70) = 0 .$$

Якщо $G_{\text{рец}} \leq 0$, то рециркуляції мережної води непотрібно і $t_k' = t_{\text{МН}}$. В нашому випадку $t_k' = t_{\text{МН}} = 70$ °С.

Витрата мережної води в котлі, кг/с

$$G_{\text{к}} = G_{\text{МН}} - G_{\text{пер}} + G_{\text{рец}} = 185,75 - 68,5 + 0 = 117,25 .$$

Теплова потужність котельні, МВт

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{к}} \cdot c_v \cdot (t_k'' - t_k') \cdot 10^{-3} = 117,25 \cdot 4,19 \cdot (150 - 70) \cdot 10^{-3} = 39,302.$$

Витрата умовного та робочого палива в котлі, кг/с і м³/с

$$B_y = Q_{\text{к}} / (Q_{\text{н}}^{\text{p}} \cdot \eta) = 39,302 / (29,3 \cdot 0,92) = 1,456 .$$

$$B_p = Q_{\text{к}} / (Q_{\text{н}}^{\text{c}} \cdot \eta) = 39,302 / (33,7 \cdot 0,92) = 1,268 .$$

ККД котельні

$$\eta_{\text{кот}} = (Q_{\text{оп}} + Q_{\text{ГВП}}) / (B_y \cdot Q_{\text{н}}^{\text{p}}) = (20 + 10) / (1,456 \cdot 29,3) = 0,7025 .$$

Приклад 8.2

Водогрійна котельня, що працює на мазуті з наявною теплою згорання $Q_{\text{н}} = 40$ МДж/кг, обслуговує систему опалення потужністю 100

МВт та систему гарячого водопостачання потужністю 5 МВт. Система тепlopостачання замкнута. В тепловому пункті встановлені попередньо включені підігрівники ГВП. В схемі котельні встановлений атмосферний деаератор. Підігрівники сирогої та хімічовищеної води заживлені паралельно. Температура сирогої води 3°C . Втрати мережної води 4 %. Температурний графік теплової мережі в котельні $110/70^{\circ}\text{C}$. Охолодження води в прямому та зворотному трубопроводах тепломережі складає по 5°C . Визначити показники роботи водогрійної котельні, якщо ККД котла $\eta_k = 0,92$, ККД теплообмінників $\eta_{то} = 0,98$.

Розв'язування

Теплова схема котельні показана на рис.8.2. Вода з котла по прямому трубопроводу надходить в тепломережу і далі до теплового пункту споживача. Там послідовно встановлені підігрівники ГВП та опалення. Графік температур в прямому і зворотному трубопроводі котельні $t_{пр} / t_{зв}$, а теплового пункту $t_{пр}' / t_{зв}'$. Втрати мережної води покриваються додатковою водою, яка спочатку підігрівается в підігрівнику сирогої води ПСВ, проходить хімічовищення ХВО, а потім нагрівається в охолоднику підживлювальної води (ОПВ) і остаточно догрівається в підігрівнику ПХВО до тем-

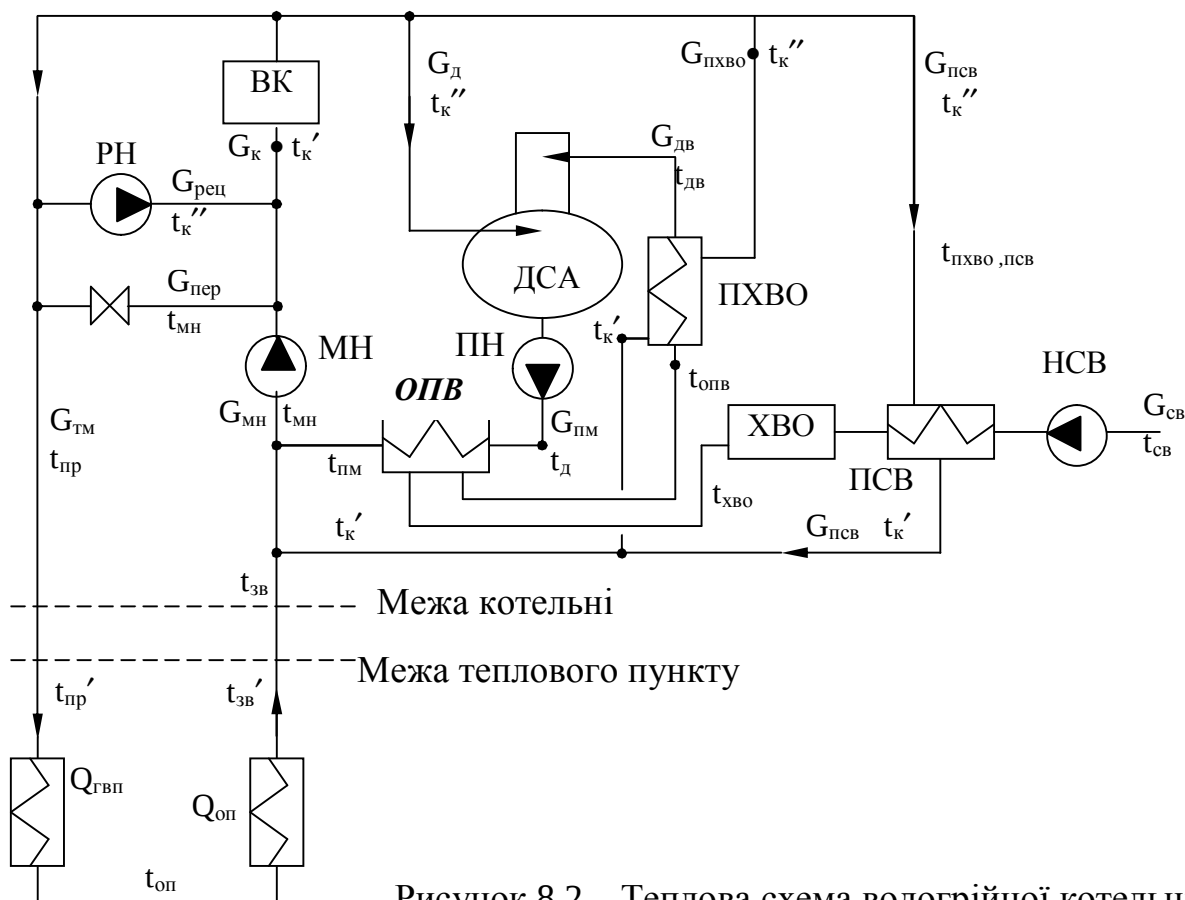


Рисунок 8.2 – Теплова схема водогрійної котельні

ператури $t_{дв}$, після чого надходить в деаератор. Із деаератора підготовлена вода підживлювальним насосом (ПН) з температурою t_d через охолодник підживлювальної води (ОПВ) надходить в зворотний трубопровід. Деаера-

тор та підігрівники ПСВ та ПХВО гріються водою із котла з температурою t_k'' . Причому останні заживлені паралельно. Після змішування в зворотному трубопроводі мережної води після теплового пункту з температурою $t_{зв}$ підживлювальної води з деаератора з температурою $t_{пм}$ та грійної води після ПСВ і ПХВО з температурою t_k'' температура мережної води перед мережним насосом складає $t_{мн}$. По лінії перепуску частина мережної води з температурою $t_{мн}$ переходить із зворотного в прямий трубопровід для пониження там температури від t_k'' до $t_{пр}$. За допомогою рециркуляційного насоса (РН) частина мережної води з температурою t_k'' переходить із прямого в зворотний трубопровід для підігріву води, що надходить в котел, від температури $t_{мн}$ до t_k' .

Температури потоків води, $^{\circ}\text{C}$:

після котла $t_k'' = 150$; в прямому трубопроводі котельні $t_{пр} = 110$; в зворотному трубопроводі котельні $t_{зв} = 70$; на вході в котел (паливо – мазут) $t_k' = 90$; підживлювальна вода з деаератора $t_d = 104$; додаткова вода на вході в деаератор $t_{дв} = 90$; на підживлення теплової мережі $t_{пм} = t_k' = 90$.

Температура води в прямому трубопроводі теплової мережі в тепловому пункті, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{пр}' = t_{пр} - 5 = 110 - 5 = 105 .$$

Температура води в зворотному трубопроводі в тепловому пункті, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{зв}' = t_{зв} + 5 = 70 + 5 = 75 .$$

Витрата мережної води в тепловому пункті, кг/с

$$\begin{aligned} G_{тм} &= (Q_{гвп} + Q_{оп}) / [c_v \cdot (t_{пр}' - t_{зв}') \cdot \eta_{то}] = \\ &= (5 + 100) \cdot 10^3 / [4,19 \cdot (105 - 75) \cdot 0,98] = 852,4 . \end{aligned}$$

Температура мережної води перед підігрівником опалення, $^{\circ}\text{C}$

$$\begin{aligned} t_{оп} &= t_{пр}' - Q_{гвп} \cdot \eta_{то} / (c_v \cdot G_{тм}) = \\ &= 105 - 5 \cdot 10^3 \cdot 0,98 / (4,19 \cdot 852,4) = 103,6 . \end{aligned}$$

Витрата додаткової води, кг/с

$$G_{дв} = G_{тм} \cdot \alpha_{втр} = 852,4 \cdot 0,04 = 34,096 .$$

Витрата води з котла на живлення деаератора, кг/с

$$G_d = G_{дв} \cdot (t_d - t_{дв}) / (t_k'' - t_d) = 34,096 \cdot (104 - 90) / (150 - 104) = 10,38 .$$

Витрата підживлювальної води, кг/с

$$G_{пм} = G_d + G_{дв} = 34,096 + 10,38 = 44,48 .$$

Витрата сирієї води, кг/с

$$G_{\text{св}} = G_{\text{дв}} \cdot 1,2 = 34,096 \cdot 1,2 = 40,92.$$

Потужність охолодника підживлювальної води ОПВ, кВт

$$Q_{\text{опв}} = G_{\text{пм}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{д}} - t_{\text{пм}}) = 44,48 \cdot 4,19 \cdot (104 - 90) = 2609,2.$$

Температура додаткової води після ОПВ, °С

$$t_{\text{опв}} = t_{\text{хво}} + Q_{\text{опв}} \cdot \eta_{\text{то}} / (c_{\text{в}} \cdot G_{\text{дв}}) = 20 + 2609,2 \cdot 0,98 / (4,19 \cdot 34,096) = 37,90.$$

Потужність підігрівника ПХВО, кВт

$$Q_{\text{пхво}} = G_{\text{дв}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{дв}} - t_{\text{опв}}) = 34,096 \cdot 4,19 \cdot (90 - 37,9) = 7443.$$

Потужність підігрівника ПСВ, кВт

$$Q_{\text{псв}} = G_{\text{св}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{хво}} - t_{\text{св}}) = 40,92 \cdot 4,19 \cdot (20 - 3) = 2914,7.$$

Витрата грійної води через підігрівник ПСВ, кг/с

$$G_{\text{псв}} = Q_{\text{псв}} / [c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}') \cdot \eta_{\text{то}}] = 2914,7 / [4,19 \cdot (150 - 90) \cdot 0,98] = 11,83.$$

Витрата грійної води через підігрівник ПХВО, кг/с

$$\begin{aligned} G_{\text{пхво}} &= Q_{\text{пхво}} / [c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}') \cdot \eta_{\text{то}}] = \\ &= 7443 / [4,19 \cdot (150 - 90) \cdot 0,98] = 30,21. \end{aligned}$$

Витрата мережної води перед мережним насосом МН, кг/с

$$\begin{aligned} G_{\text{мн}} &= G_{\text{тм}} \cdot (1 - \alpha_{\text{втр}}) + G_{\text{пм}} + G_{\text{пхво}} + G_{\text{псв}} = \\ &= 852,4 \cdot (1 - 0,04) + 44,48 + 30,21 + 11,83 = 904,8. \end{aligned}$$

Температура води перед мережним насосом, °С

$$\begin{aligned} t_{\text{мн}} &= (G_{\text{тм}} \cdot (1 - \alpha_{\text{втр}}) \cdot t_{\text{зв}} + G_{\text{пм}} \cdot t_{\text{пм}} + (G_{\text{пхво}} + G_{\text{псв}}) \cdot t_{\text{к}}') / G_{\text{мн}} = \\ &= (852,4 \cdot (1 - 0,04) \cdot 70 + 44,48 \cdot 90 + (30,21 + 11,83) \cdot 90) / 904,8 = 71,9. \end{aligned}$$

Витрата води в лінії перепуску, кг/с

$$G_{\text{пер}} = G_{\text{тм}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{пр}}) / (t_{\text{к}}'' - t_{\text{мн}}) = 852,4 \cdot (150 - 110) / (150 - 71,9) = 436,6.$$

Витрата води в лінії рециркуляції, кг/с

$$\begin{aligned} G_{\text{рец}} &= (G_{\text{мн}} - G_{\text{пер}}) \cdot (t_{\text{к}}' - t_{\text{мн}}) / (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}') = \\ &= (904,8 - 436,6) \cdot (90 - 71,9) / (150 - 90) = 141,24. \end{aligned}$$

Витрата мережної води в котлі, кг/с

$$G_{\text{к}} = G_{\text{мн}} - G_{\text{пер}} + G_{\text{рец}} = 904,8 - 436,6 + 141,24 = 609,44.$$

Теплова потужність котельні, МВт

$$Q_K = G_K \cdot c_B \cdot (t_K'' - t_K') \cdot 10^{-3} = 609,44 \cdot 4,19 \cdot (150 - 90) \cdot 10^{-3} = 153,213.$$

Витрата умовного та робочого палива в котлі, кг/с

$$B_y = Q_K / (Q_{H_y}^p \cdot \eta_K) = 153,213 / (29,3 \cdot 0,92) = 5,678 \text{ кг/с.}$$

$$B_p = Q_K / (Q_H \cdot \eta_K) = 153,213 / (40 \cdot 0,92) = 4,163 \text{ кг/с.}$$

ККД котельні

$$\eta_{\text{кот}} = (Q_{\text{оп}} + Q_{\text{ГВП}}) / (B_y \cdot Q_{H_y}^p) = (100 + 5) / (5,678 \cdot 29,33) = 0,6304.$$

Приклад 8.3

До відкритої системи теплопостачання підключена система опалення потужністю 170 МВт та система гарячого водопостачання потужністю 13 МВт. Теплота відпускається від водогрійної котельні, що працює на мазуті з наявною теплотою згорання $Q_H = 40$ МДж/кг. В схемі котельні встановлений вакуумний деаератор. Підігрівники сирій та хімочищеної води заживлені паралельно. Температура сирій води 10°C . Втрати мережної води 5 %. Температурний графік теплової мережі котельні 140/60. Охолодження води в прямому та зворотному трубопроводах тепломережі складає по 5°C . Визначити показники роботи водогрійної котельні, якщо ККД котла $\eta_K = 0,92$, ККД теплообмінників $\eta_{\text{то}} = 0,98$, потужність електричних власних потреб $N_{\text{вп}} = 2,1$ МВт, частка теплових власних потреб $q_{\text{вп}} = 0,015$.

Розв'язування

Теплова схема котельні показана на рис.8.3. Вода з котла по прямому трубопроводу надходить у відкриту систему теплопостачання. В теплового пункті встановлений теплообмінник системи опалення та змішувальний теплообмінник ГВП. В залежності від температури води в зворотному трубопроводі для ГВП змішується вода із прямого, зворотного трубопроводів та сира вода.

Температурний графік в прямому і зворотному трубопроводі котельні $t_{\text{пр}}/t_{\text{зв}}$, а теплового пункту $t_{\text{пр}}'/t_{\text{зв}}'$. Втрати мережної води покриваються додатковою водою, яка спочатку підігрівається в підігрівнику сирій води ПСВ, проходить хімводоочистку (ХВО), а потім остаточно догрівається в підігрівнику після хімводоочистки (ПХВО) і надходить у вакуумний деаератор. Із деаератора підготовлена вода підживлювальним насосом (ПН) з температурою t_d спрямовується в зворотний трубопровід. Деаератор та підігрівники ПСВ та ПХВО паралельно гріються водою від котла з температурою t_K'' . Далі схема побудована аналогічно з попередніми прикладами.

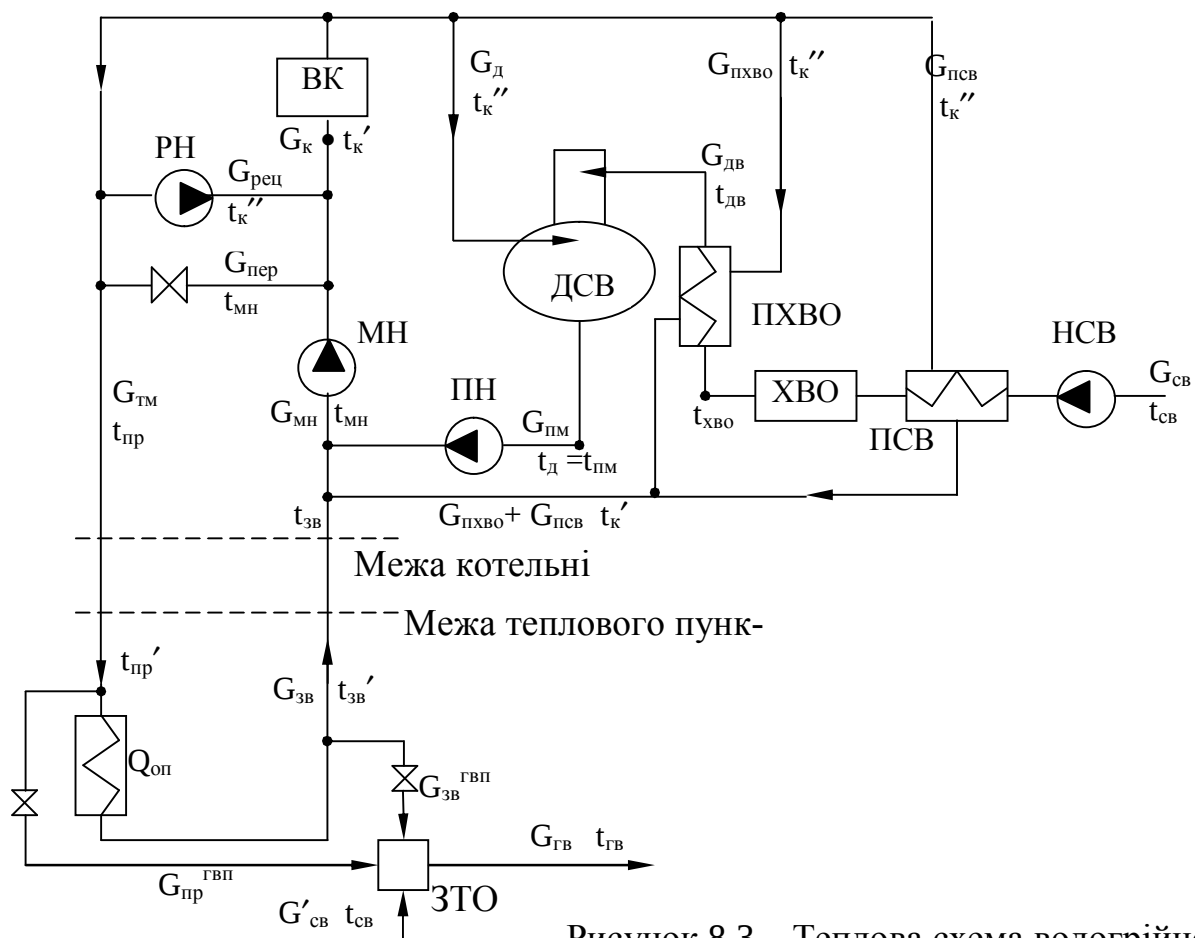


Рисунок 8.3 – Теплова схема водогрійної котельні

Температури потоків води, $^{\circ}\text{C}$:

на виході з котла $t_k'' = 150$; в прямому трубопроводі котельні $t_{пр} = 140$; в зворотному трубопроводі котельні $t_{зв} = 60$; на вході в котел (паливо – мазут) $t_k' = 90$; підживлювальна води з деаератора (вакуумного) $t_d = 70$; додаткова вода на вході в деаератор $t_{дв} = 68$; підживлювальна вода теплової мережі $t_{пм} = t_d = 70$.

Температура води в прямому трубопроводі теплової мережі в тепловому пункті, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{пр}' = t_{пр} - 5 = 140 - 5 = 135 .$$

Температура води в зворотному трубопроводі теплового пункту, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{зв}' = t_{зв} + 5 = 60 + 5 = 65 .$$

Витрата мережної води в підігрівнику опалення, кг/с

$$\begin{aligned} G_{\text{ТМ}}^{\text{оп}} &= G_{\text{ТМ}} = Q_{\text{оп}} / [c_v \cdot (t_{пр}' - t_{зв}') \cdot \eta_{\text{то}}] = \\ &= 170 \cdot 10^3 / [4,19 \cdot (135 - 65) \cdot 0,98] = 591,4 . \end{aligned}$$

Витрата води на гаряче водопостачання, кг/с

$$G_{ГВ} = Q_{ГВП} / [c_v \cdot (t_{ГВ} - t_{св})] =$$

$$= 13 \cdot 10^3 / [4,19 \cdot (60 - 10)] = 62,05.$$

Оскільки $t_{зв}' = 65^{\circ}\text{C} > t_{ГВ}$, то воду для гарячого водопостачання готуємо змішуванням води із зворотного трубопроводу та сирої води, $G_{пр}^{ГВП} = 0$. Витрата мережної води із зворотного трубопроводу на ГВП за (3.11), кг/с

$$G_{зв}^{ГВП} = G_{ГВ} \cdot (t_{ГВ} - t_{св}) / (t_{зв}' - t_{св}) =$$

$$= 62,05 \cdot (60 - 10) / (65 - 10) = 56,41.$$

Витрата мережної води в зворотному трубопроводі теплового пункту, кг/с

$$G_{зв} = G_{ТМ} - G_{зв}^{ГВП} = G_{ТМ}^{оп} - G_{зв}^{ГВП} = 591,4 - 56,41 = 534,99.$$

Витрата додаткової води, кг/с

$$G_{дв} = 0,5 \cdot (G_{ТМ} + G_{зв}) \cdot \alpha_{втр} + G_{пр}^{ГВП} + G_{зв}^{ГВП} =$$

$$= 0,5 \cdot (591,4 + 534,99) \cdot 0,05 + 0 + 56,41 = 84,57.$$

Витрата води із котла на живлення деаератора, кг/с

$$G_{д} = G_{дв} \cdot (t_{д} - t_{дв}) / (t_{к}'' - t_{д}) = 84,57 \cdot (70 - 68) / (150 - 70) = 2,114.$$

Витрата підживлювальної води, кг/с

$$G_{пм} = G_{д} + G_{дв} = 2,114 + 84,57 = 86,68.$$

Витрата сирої води, кг/с

$$G_{св} = G_{дв} \cdot 1,2 = 84,54 \cdot 1,2 = 101,48.$$

Потужність підігрівника після хімводоочистки ПХВО, кВт

$$Q_{ПХВО} = G_{дв} \cdot c_v \cdot (t_{дв} - t_{хво}) = 84,54 \cdot 4,19 \cdot (68 - 20) = 17002.$$

Потужність підігрівника сирої води ПСВ, кВт

$$Q_{ПСВ} = G_{св} \cdot c_v \cdot (t_{хво} - t_{св}) = 101,48 \cdot 4,19 \cdot (20 - 10) = 4252.$$

Витрата грійної води через підігрівник ПХВО, кг/с

$$G_{ПХВО} = Q_{ПХВО} / [c_v \cdot (t_{к}'' - t_{к}') \cdot \eta_{то}] =$$

$$= 17002 / [4,19 \cdot (150 - 90) \cdot 0,98] = 69,0.$$

Витрата грійної води через підігрівник ПСВ, кг/с

$$G_{ПСВ} = Q_{ПСВ} / [c_v \cdot (t_{к}'' - t_{к}') \cdot \eta_{то}] = 4252 / [4,19 \cdot (150 - 90) \cdot 0,98] = 17,26.$$

Витрата мережної води перед мережним насосом МН, кг/с

$$G_{МН} = [G_{ТМ} - 0,5 \cdot (G_{ТМ} + G_{зв}) \cdot \alpha_{втр} - G_{зв}^{ГВП}] + G_{пм} + G_{ПХВО} + G_{ПСВ} =$$

$$= [591,4 - 0,5 \cdot (591,4 + 534,99) \cdot 0,05 - 56,41] + 86,68 + 69 + 17,26 = 680,04.$$

Температура води перед мережним насосом, КГ/С

$$t_{\text{мн}} = [(G_{\text{тм}} - 0,5 \cdot (G_{\text{тм}} + G_{\text{зв}}) \cdot \alpha_{\text{втр}} - G_{\text{зв}}^{\text{ГВП}}) \cdot t_{\text{зв}} + G_{\text{пм}} \cdot t_{\text{пм}} + (G_{\text{пхво}} + G_{\text{псв}}) \cdot t_{\text{к}}'] / G_{\text{мн}} =$$

$$= [(591,4 - 0,5 \cdot (591,4 + 534,99) \cdot 0,05 - 56,41) \cdot 60 + 86,68 \cdot 70 +$$

$$+ (69 + 17,26) \cdot 90] / 680,04 = 65,08 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Витрата води в лінії перепуску, КГ/С

$$G_{\text{пер}} = G_{\text{тм}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{пр}}) / (t_{\text{к}}'' - t_{\text{мн}}) =$$

$$= 591,4 \cdot (150 - 140) / (150 - 65,08) = 69,64.$$

Витрата води в лінії рециркуляції, КГ/С

$$G_{\text{рец}} = (G_{\text{мн}} - G_{\text{пер}}) \cdot (t_{\text{к}}' - t_{\text{мн}}) / (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}') =$$

$$= (680,04 - 69,64) \cdot (90 - 65,08) / (150 - 90) = 253,52.$$

Витрата мережної води в котлі, КГ/С

$$G_{\text{к}} = G_{\text{мн}} - G_{\text{пер}} + G_{\text{рец}} = 680,04 - 69,64 + 253,52 = 863,92 .$$

Теплова потужність котельні, МВт

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{к}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}') \cdot (1 + q_{\text{вп}}) \cdot 10^{-3} =$$

$$= 863,92 \cdot 4,19 \cdot (150 - 90) \cdot (1 + 0,015) \cdot 10^{-3} = 220,45.$$

Витрата умовного та робочого палива в котлі, КГ/С

$$B_{\text{у}} = Q_{\text{к}} / (Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}) = 220,45 / (29,3 \cdot 0,92) = 8,17,$$

$$B_{\text{р}} = Q_{\text{к}} / (Q_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{к}}) = 220,45 / (40 \cdot 0,92) = 5,99 .$$

Еквівалентна витрата умовного палива на власні потреби електричної енергії, КГ/С

$$B_{\text{е}} = b_{\text{у}} \cdot N_{\text{вп}} \cdot 10^{-3} / 3,6 = 0,378 \cdot 2100 \cdot 10^{-3} / 3,6 = 0,2205.$$

ККД нетто котельні

$$\eta_{\text{кот}}^{\text{н}} = (Q_{\text{оп}} + Q_{\text{ГВП}}) / [(B_{\text{у}} + B_{\text{е}}) \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}] =$$

$$= (170 + 13) / [(8,17 + 0,2205) \cdot 29,3] = 0,744.$$

Приклад 8.4

Система опалення потужністю 120 МВт і система гарячого водопостачання потужністю 50 МВт забезпечуються теплотою від пароводогрійної котельні, що працює на природному газі з $Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 33,7 \text{ МДж/м}^3$. Система тепlopостачання закрита. Підігрівники ГВП підключені паралельно. Крім

того, котельня забезпечує промислового споживача потужністю 20 МВт насиченою парою тиском 1 МПа. Конденсат від споживача надходить з температурою 90°C в кількості 90 %, а в деаератор надходить з температурою 80°C в кількості 85%. Температура сирі води 8°C . Втрати мережної води 2,5 %. Температурний графік теплової мережі на котельні 100/60. Охолодження води в прямому та зворотному трубопроводах тепломережі по 5°C . Визначити показники роботи водогрійної котельні, якщо ККД котлів $\eta_k = 0,92$, ККД теплообмінників $\eta_{to} = 0,98$, частка власних потреб теплової енергії $q_{вп} = 0,02$, частка безперервної продувки $p = 0,02$.

Розв'язування

Система опалення та гарячого водопостачання підключені до водогрійної частини котельні. Температурний графік в прямому і зворотному трубопроводах котельні $t_{пр} / t_{зв}$, а теплового пункту $t_{пр}' / t_{зв}'$. Паровий споживач і деаератор підключені до парового котла. Втрати мережної води, пари на власні потреби котельні та продувка парогенератора покриваються

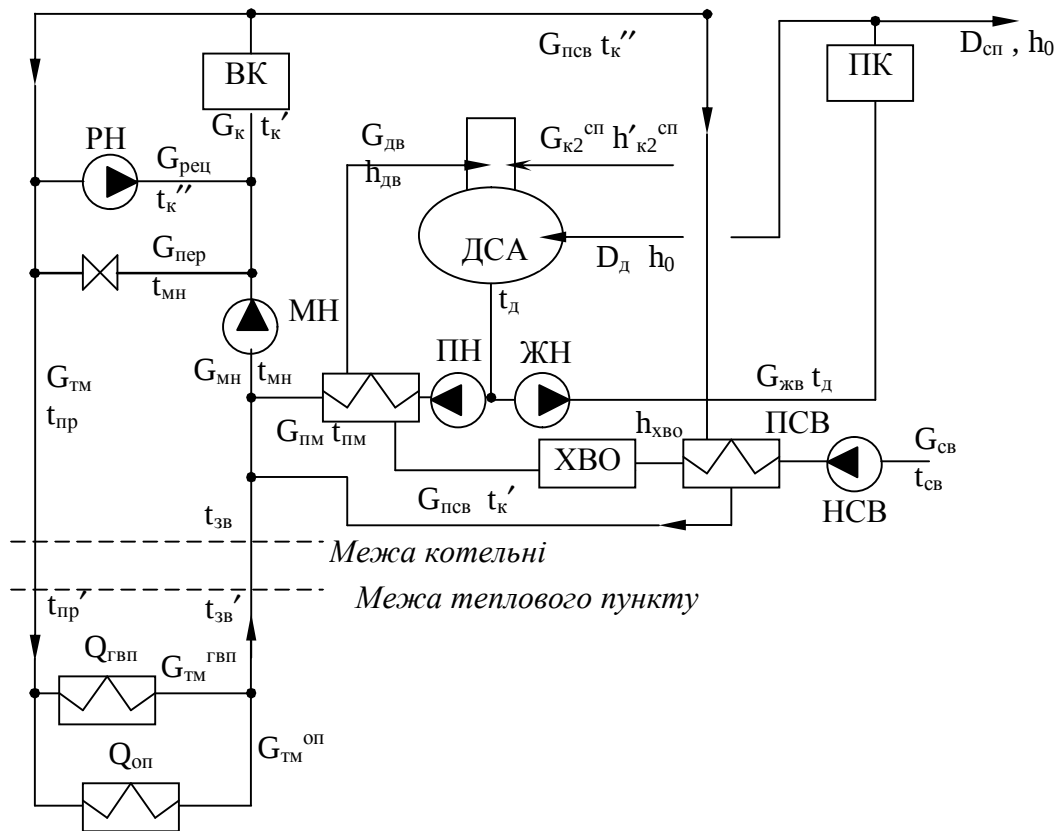


Рисунок 8.4 – Теплова схема пароводогрійної котельні

додатковою водою, яка спочатку підігрівається в підігрівнику сирі води ПСВ, проходить хімводоочистку (ХВО), а потім нагрівається в охолоднику підживлювальної води (ОПВ). Оскільки деаератор обігрівається паром, воду після ОПВ можна подавати прямо в деаератор. Із деаератора частина підготовленої води підживлювальним насосом (ПН) з температурою t_d через охолодник підживлювальної води (ОПВ) перекачується в зворотний

трубопровід, а решта деаерованої води живильним насосом (ЖН) спрямовується в паровий котел. Підігрівник ПСВ гріється водою після котла з температу-рою t_k'' . Далі схема побудована аналогічно з попередніми прикладами (рис.8.4).

Температури потоків води, $^{\circ}\text{C}$:
із водогрійного котла $t_{\text{вк}}'' = 150$; в прямому трубопроводі котельні $t_{\text{пр}} = 100$; в зворотному трубопроводі котельні $t_{\text{зв}} = 60$; на вході в котел (паливо – природний газ) $t_{\text{вк}}' = 70$; підживлювальна вода з деаератора $t_{\text{д}} = 104$; підживлювальна вода $t_{\text{пм}} = t_k' = 70$.

Користуючись таблицями [6] визначаємо ентальпії потоків пари, конденсату і води, кДж/кг

$$h_0 = 2776; h'_{\text{к1}}^{\text{сп}} = 377,1; h'_{\text{к2}}^{\text{сп}} = 335,2; h'_{\text{кв}} = 758,7; h'_{\text{жв}} = 436.$$

Температура води в прямому трубопроводі теплової мережі в тепловому пункті, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{пр}}' = t_{\text{пр}} - 5 = 100 - 5 = 95.$$

Температура води в зворотному трубопроводі в тепловому пункті, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{зв}}' = t_{\text{зв}} + 5 = 60 + 5 = 65^{\circ}\text{C}.$$

Витрата мережної води в підігрівнику ГВП, кг/с

$$\begin{aligned} G_{\text{ТМ}}^{\text{ГВП}} &= Q_{\text{ГВП}} / [c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{пр}}' - t_{\text{зв}}') \cdot \eta_{\text{ТО}}] = \\ &= 50 \cdot 10^3 / [4,19 \cdot (95 - 65) \cdot 0,98] = 405,9. \end{aligned}$$

Витрата мережної води в підігрівнику опалення, кг/с

$$\begin{aligned} G_{\text{ТМ}}^{\text{оп}} &= Q_{\text{оп}} / [c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{пр}}' - t_{\text{зв}}') \cdot \eta_{\text{ТО}}] = \\ &= 120 \cdot 10^3 / [4,19 \cdot (95 - 65) \cdot 0,98] = 974,1. \end{aligned}$$

Витрата мережної води, кг/с

$$G_{\text{ТМ}} = G_{\text{ТМ}}^{\text{оп}} + G_{\text{ТМ}}^{\text{ГВП}} = 405,9 + 974,1 = 1380.$$

Витрата води на підживлення тепломережі, кг/с

$$G_{\text{пм}} = G_{\text{ТМ}} \cdot \alpha_{\text{втр}} = 1380 \cdot 0,025 = 34,5.$$

Потужність охолодника підживлювальної води ОПВ, кВт

$$Q_{\text{опв}} = G_{\text{пм}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{д}} - t_{\text{пм}}) = 34,5 \cdot 4,19 \cdot (104 - 70) = 4915.$$

Витрата пари на промисловий споживач, кг/с

$$D_{\text{сп}} = Q_{\text{сп}} / [(h_0 - h_{\text{к1}}^{\text{сп}}) + (1 - \alpha_{\text{к}}^{\text{сп}}) \cdot (h_{\text{к1}}^{\text{сп}} - h_{\text{хв}})] =$$

$$= 20 \cdot 10^3 / [(2776 - 377,1) + (1 - 0,9) \cdot (377,1 - 21)] = 8,216.$$

Паровидатність котельні, кг/с

$$D_0 = D_d + D_{сп} = D_d + 8,216.$$

Витрата живильної води, кг/с

$$\begin{aligned} G_{жв} &= D_0 \cdot (1 + q_{вп} + p) = (D_d + 8,216) \cdot (1 + 0,02 + 0,02) = \\ &= 1,04 \cdot D_d + 8,544. \end{aligned}$$

Витрата конденсату на вході в деаератор, кг/с

$$G_{к2}^{сп} = \beta_k^{сп} \cdot D_{сп} = 0,85 \cdot 8,216 = 6,984.$$

Витрата додаткової води з матеріального балансу атмосферного деаератора, кг/с

$$\begin{aligned} G_{жв} + G_{пм} &= D_d + G_{дв} + G_{к2}^{сп}, \\ \text{звідки } G_{дв} &= G_{жв} + G_{пм} - D_d - G_{к2}^{сп} = \\ &= (1,04 \cdot D_d + 8,544) + 34,5 - D_d - 6,984 = 0,04 \cdot D_d + 36,06. \end{aligned}$$

Ентальпія додаткової води після ОПВ, кДж/кг

$$h'_{дв} = h'_{хво} + Q_{опв} \cdot \eta_{то} / (c_v \cdot G_{дв}) = 84 + 4915 \cdot 0,98 / (4,19 \cdot G_{дв}) = 84 + 1149,6 / G_{дв}.$$

Тепловий баланс деаератора, кВт

$$\begin{aligned} (G_{жв} + G_{пм}) \cdot h'_d &= D_d \cdot h_0 + G_{дв} \cdot h'_{дв} + G_{к2}^{сп} \cdot h'_{к2}^{сп}, \\ \text{або } (1,04 \cdot D_d + 8,544 + 34,5) \cdot 104 \cdot 4,19 &= D_d \cdot 2776 + \\ &+ G_{дв} \cdot (84 + 1149,6 / G_{дв}) + 6,984 \cdot 335,2. \end{aligned}$$

Звідки $D_d = 5,27$ кг/с .

Витрати теплоносіїв, кг/с

$$D_0 = D_d + 8,216 = 5,27 + 8,216 = 13,486,$$

$$G_{жв} = 1,04 \cdot D_d + 8,544 = 1,04 \cdot 5,27 + 8,544 = 14,025,$$

$$G_{дв} = 0,04 \cdot D_d + 36,06 = 0,04 \cdot 5,27 + 36,06 = 36,27.$$

Ентальпія додаткової води, кДж/кг

$$h'_{дв} = 84 + 1149,6 / G_{дв} = 84 + 1149,6 / 36,27 = 115,7.$$

Витрата сирі води, кг/с

$$G_{св} = G_{дв} \cdot 1,2 = 36,27 \cdot 1,2 = 43,524.$$

Потужність підігрівника ПСВ, кВт

$$Q_{\text{ПСВ}} = G_{\text{ПСВ}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{ХВО}} - t_{\text{СВ}}) = 43,524 \cdot 4,19 \cdot (20 - 8) = 2188,4.$$

Витрата грійної води через підігрівник ПСВ, кг/с

$$G_{\text{ПСВ}} = Q_{\text{ПСВ}} / [c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}') \cdot \eta_{\text{ТО}}] = 2188,4 / [4,19 \cdot (150 - 70) \cdot 0,98] = 6,7.$$

Витрата мережної води перед мережним насосом МН, кг/с

$$\begin{aligned} G_{\text{МН}} &= G_{\text{ТМ}} \cdot (1 - \alpha_{\text{ВТР}}) + G_{\text{ПМ}} + G_{\text{ПСВ}} = \\ &= 1380 \cdot (1 - 0,025) + 34,5 + 6,7 = 1386,7. \end{aligned}$$

Температура води перед мережним насосом, °С

$$\begin{aligned} t_{\text{МН}} &= [G_{\text{ТМ}} \cdot (1 - \alpha_{\text{ВТР}}) \cdot t_{\text{ЗВ}} + G_{\text{ПМ}} \cdot t_{\text{ПМ}} + G_{\text{ПСВ}} \cdot t_{\text{к}}'] / G_{\text{МН}} = \\ &= [1380 \cdot (1 - 0,025) \cdot 60 + 34,5 \cdot 70 + 6,7 \cdot 70] / 1386,7 = 60,3. \end{aligned}$$

Витрата води в лінії перепуску, кг/с

$$\begin{aligned} G_{\text{пер}} &= G_{\text{ТМ}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{пр}}) / (t_{\text{к}}'' - t_{\text{МН}}) = \\ &= 1380 \cdot (150 - 100) / (150 - 60,3) = 769,2. \end{aligned}$$

Витрата води в лінії рециркуляції, кг/с

$$\begin{aligned} G_{\text{рец}} &= (G_{\text{МН}} - G_{\text{пер}}) \cdot (t_{\text{к}}' - t_{\text{МН}}) / (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}') = \\ &= (1386,7 - 769,2) \cdot (70 - 60,3) / (150 - 70) = 74,87. \end{aligned}$$

Витрата мережної води в котлі, кг/с

$$G_{\text{к}} = G_{\text{МН}} - G_{\text{пер}} + G_{\text{рец}} = 1386,7 - 769,2 + 74,87 = 692,37.$$

Теплова потужність водогрійної частини котельні, МВт

$$Q_{\text{ВК}} = G_{\text{к}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}') \cdot 10^{-3} = 692,37 \cdot 4,19 \cdot (150 - 70) \cdot 10^{-3} = 232,082.$$

Теплова потужність парової частини котельні, МВт

$$\begin{aligned} Q_{\text{ПК}} &= [D_0 \cdot (1 + \alpha_{\text{ВП}}) \cdot (h_0 - h_{\text{ЖВ}}) + D_0 \cdot p \cdot (h_{\text{КВ}} - h_{\text{ЖВ}})] \cdot 10^{-3} = [13,486 \cdot (1 + \\ &+ 0,02) \cdot (2776 - 436) + 13,486 \cdot 0,02 \cdot (758,7 - 436)] \cdot 10^{-3} = 32,278. \end{aligned}$$

Витрати умовного та робочого палива на парові та водогрійні котли,
кг/с і м³/с

$$B_{\text{у ВК}} = Q_{\text{ВК}} / (Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{к}}) = 232,082 / (29,3 \cdot 0,92) = 8,6 \text{ кг/с},$$

$$B_{\text{у ПК}} = Q_{\text{ПК}} / (Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{к}}) = 32,278 / (29,3 \cdot 0,92) = 1,196 \text{ кг/с},$$

$$B_{\text{р ВК}} = Q_{\text{ВК}} / (Q_{\text{н}}^{\text{с}} \cdot \eta_{\text{к}}) = 232,082 / (33,7 \cdot 0,92) = 7,486 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$B_{\text{р ПК}} = Q_{\text{ПК}} / (Q_{\text{н}}^{\text{с}} \cdot \eta_{\text{к}}) = 32,278 / (33,7 \cdot 0,92) = 1,041 \text{ м}^3/\text{с}.$$

ККД котельні

$$\begin{aligned}\eta_{\text{кот}} &= (Q_{\text{оп}} + Q_{\text{гвп}} + Q_{\text{сп}}) / ((B_{\text{у вк}} + B_{\text{у пк}}) \cdot Q_{\text{н у}}^{\text{п}}) = \\ &= (120 + 50 + 20) / ((8,6 + 1,196) \cdot 29,3) = 0,6613.\end{aligned}$$

Приклад 8.5

Спроекувати теплову схему водогрійної котельні мікрорайону, підібрати основне і допоміжне устаткування, визначити річні показники роботи, якщо відомо: опалювальна потужність $Q_{\text{оп}} = 11$ МВт; потужність гарячого водопостачання $Q_{\text{гв}} = 3,2$ МВт; температурний режим роботи котлів та теплового пункту 130/70 і 110/65, відповідно; втрати мережної води 2,5 %; температура сирі та додаткової води 5 і 20 °С, відповідно; паливо – природний газ з теплотою згорання $Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 33,44$ МДж/м³ і об'ємами: повітря $V^0 = 9,48$ м³/м³, газів $V_{\text{г}}^0 = 10,6$ м³/м³; термін опалювального і міжопалювального періоду 4500 і 3520 год., відповідно; вартість електроенергії 285 грн/(МВт·год); вартість відпущеної теплоти 30 грн./ГДж; питома витрата умовного палива в електросистемі 0,39 кг/(кВт·год).

Складаємо принципову теплову схему котельні, де кожний елемент певного типу показуємо один раз. На відміну від традиційних типових схем (див., наприклад, рис. 8.1) приймаємо тільки один підігрівник сирі води ПСВ, де вода перед ХВО підігрівається від 5 до 20 °С. Цей підігрівник обігрівається котловою водою (рис. 8.5). Грійна вода із ПСВ з температурою 70 °С зливається в зворотну лінію котельні. Вода з хімводоочистки підігрівається до 65 °С за рахунок змішування з котловою водою у змішувачі ЗМ. Це дозволяє зменшити кількість і вартість допоміжного устаткування за рахунок вилучення ПХВО (див. рис. 8.1), а також зменшити необоротні втрати в процесі теплообміну в трубчастому підігрівнику. На схемі показані: насос сирі води, насос рециркуляції, насос підживлення і мережний насос. Температури води на вході в котли і води після деаератора дорівнюють 70 °С. Температура зворотної води в тепловій пункті складає 65 °С, а температура води гарячого водопостачання 60 °С. На рис. 8.5 нанесені позначення устаткування і температури в елементах схеми.

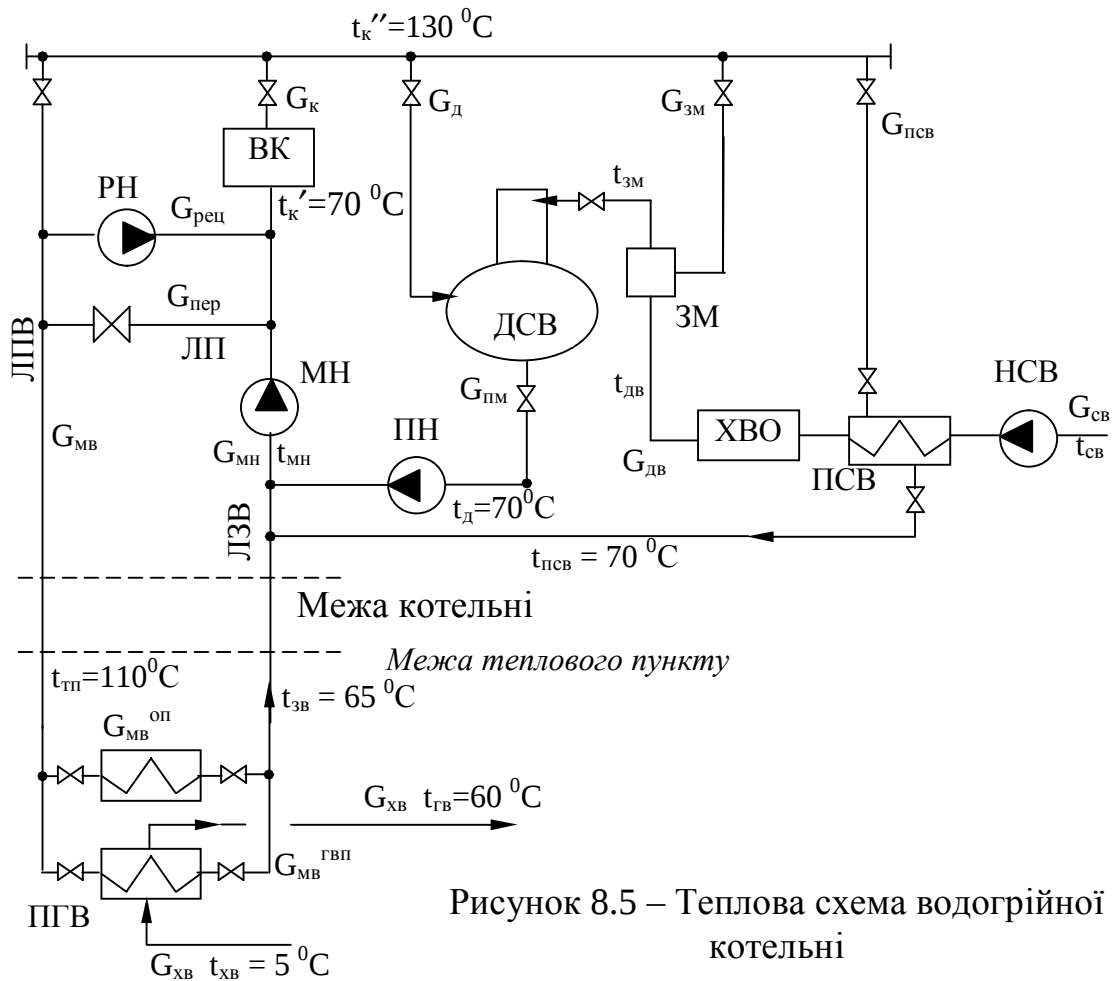


Рисунок 8.5 – Теплова схема водогрійної котельні

8.5.1 Розрахунки теплової схеми для опалювального періоду

Витрата мережної води на опалення, кг/с

$$G_{\text{МВ}}^{\text{оп}} = Q_{\text{оп}} \cdot 10^3 / [c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{ГП}} - t_{\text{ЗВ}}) \cdot \eta_{\text{ТО}}] = 11 \cdot 10^3 / [4,19 \cdot (110 - 65) \cdot 0,98] = 59,53.$$

Витрата води на підігрівники гарячого водопостачання ПГВ, кг/с

$$G_{\text{МВ}}^{\text{ГВ}} = Q_{\text{ГВ}} \cdot 10^3 / [c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{ГП}} - t_{\text{ЗВ}}) \cdot \eta_{\text{ТО}}] = 3,2 \cdot 10^3 / [4,19 \cdot (110 - 65) \cdot 0,98] = 17,3.$$

Загальна витрата мережної води на систему теплофікації, кг/с

$$G_{\text{МВ}} = G_{\text{МВ}}^{\text{оп}} + G_{\text{МВ}}^{\text{ГВ}} = 59,53 + 17,3 = 76,848.$$

Витрата додаткової води, кг/с

$$G_{\text{ДВ}} = G_{\text{МВ}} \cdot \alpha_{\text{ВТР}} = 76,848 \cdot 0,025 = 1,92.$$

Витрата сирої води, кг/с

$$G_{\text{СВ}} = 1,2 \cdot G_{\text{ДВ}} = 1,2 \cdot 1,92 = 2,3.$$

Теплова потужність ПСВ, кВт

$$Q_{\text{псв}} = G_{\text{св}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{дв}} - t_{\text{св}}) = 2,3 \cdot 4,19 \cdot (20 - 5) = 144,9 .$$

Витрати грійної води на ПСВ, кг/с

$$G_{\text{псв}} = Q_{\text{псв}} / [c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{псв}}) \cdot \eta_{\text{то}}] = \\ = 144,9 / [4,19 \cdot (130 - 70) \cdot 0,98] = 0,588.$$

Витрата котлової води на змішувач із його теплового балансу, кг/с

$$G_{\text{зм}} = G_{\text{дв}} \cdot c_{\text{дв}} (t_{\text{зм}} - t_{\text{дв}}) / [c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{зм}})] = \\ = 1,92 \cdot 4,19 \cdot (65 - 20) / [4,19 \cdot (130 - 65)] = 1,33.$$

Витрата котлової води на підживлення мережі з матеріального балансу деаератора, кг/с

$$G_{\text{пм}} = G_{\text{д}} + G_{\text{зм}} + G_{\text{дв}} = G_{\text{д}} + 1,33 + 1,92 = 3,25 + G_{\text{д}} .$$

Рівняння теплового балансу деаератора, кВт

$$G_{\text{пм}} \cdot t_{\text{пм}} = G_{\text{д}} \cdot t_{\text{к}}'' + (G_{\text{зм}} + G_{\text{дв}}) \cdot t_{\text{зм}}$$

$$\text{або} \quad (3,25 + G_{\text{д}}) \cdot 70 = G_{\text{д}} \cdot 130 + (1,33 + 1,92) \cdot 65 .$$

$$\text{Звідки} \quad G_{\text{д}} = 0,271 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{пм}} = 3,25 + 0,271 = 3,521 \text{ кг/с}.$$

Витрата води перед мережним насосом МН, кг/с

$$G_{\text{мн}} = G_{\text{мв}} \cdot (1 - \alpha_{\text{втр}}) + G_{\text{пм}} + G_{\text{псв}} = 76,85 \cdot (1 - 0,025) + 3,521 + 0,588 = 79,04.$$

Температура води перед мережним насосом, °С

$$t_{\text{мн}} = [G_{\text{мв}} \cdot (1 - \alpha_{\text{втр}}) \cdot t_{\text{зв}} + (G_{\text{пм}} + G_{\text{псв}}) \cdot t_{\text{д}}] / G_{\text{мн}} = \\ = [76,85 \cdot (1 - 0,025) \cdot 65 + (3,521 + 0,588) \cdot 70] / 79,04 = 65,25 .$$

Витрата води в лінії перепуску, кг/с

$$G_{\text{пер}} = G_{\text{мв}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{пп}}) / (t_{\text{к}}'' - t_{\text{мн}}) = \\ = 76,85 \cdot (130 - 110) / (130 - 65,25) = 23,74.$$

Витрата води в лінії рециркуляції, кг/с

$$G_{\text{рец}} = (G_{\text{мн}} - G_{\text{пер}}) \cdot (t_{\text{к}}' - t_{\text{мн}}) / (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}') = \\ = (79,04 - 23,74) \cdot (70 - 65,25) / (130 - 70) = 4,38.$$

Витрата мережної води в котлах, кг/с

$$G_{\text{к}} = G_{\text{мн}} - G_{\text{пер}} + G_{\text{рец}} = \\ = 79,04 - 23,74 + 4,38 = 59,68 .$$

Теплова потужність котельні, МВт

$$Q_K^{оп} = G_K \cdot c_B \cdot (t_K'' - t_K') \cdot 10^{-3} = \\ = 59,68 \cdot 4,19 \cdot (130 - 70) \cdot 10^{-3} = 15,0 .$$

8.5.2 Розрахунки теплової схеми для міжопалювального періоду

Витрата мережної води, кг/с

$$G_{MB} = G_{MB}^{ГВ} = 17,3 .$$

Витрата додаткової води, кг/с

$$G_{ДВ} = G_{MB} \cdot \alpha_{ВТР} = 17,3 \cdot 0,025 = 0,433 .$$

Витрата сирої води, кг/с

$$G_{СВ} = 1,2 \cdot G_{ДВ} = 1,2 \cdot 0,433 = 0,52 .$$

Теплова потужність ПСВ, кВт

$$Q_{ПСВ} = G_{СВ} \cdot c_B \cdot (t_{ДВ} - t_{СВ}) = 0,52 \cdot 4,19 \cdot (20 - 5) = 32,62 .$$

Витрати грійної води на ПСВ, кг/с

$$G_{ПСВ} = Q_{ПСВ} / [c_B \cdot (t_K'' - t_{ПСВ}) \cdot \eta_{ТО}] = \\ = 32,62 / [4,19 \cdot (130 - 70) \cdot 0,98] = 0,1325 .$$

Витрата котлової води на змішувач із його теплового балансу, кг/с

$$G_{ЗМ} = G_{ДВ} \cdot c_B (t_{ЗМ} - t_{ДВ}) / [c_B \cdot (t_K'' - t_{ЗМ})] = \\ = 0,433 \cdot 4,19 \cdot (65 - 20) / [4,19 \cdot (130 - 65)] = 0,3 .$$

Витрата котлової води на підживлення мережі з матеріального балансу деаератора, кг/с

$$G_{ПМ} = G_D + G_{ЗМ} + G_{ДВ} = G_D + 0,3 + 0,433 = 0,733 + G_D .$$

Рівняння теплового балансу деаератора, кВт

$$G_{ПМ} \cdot t_{ПМ} = G_D \cdot t_K'' + (G_{ЗМ} + G_{ДВ}) \cdot t_{ЗМ}$$

або
$$(0,733 + G_D) \cdot 70 = G_D \cdot 130 + (0,3 + 0,433) \cdot 65 .$$

Звідки
$$G_D = 0,061 \text{ кг/с};$$

$$G_{ПМ} = 0,733 + 0,061 = 0,794 \text{ кг/с} .$$

Витрата води перед мережним насосом МН, кг/с

$$G_{МН} = G_{MB} \cdot (1 - \alpha_{ВТР}) + G_{ПМ} + G_{ПСВ} =$$

$$= 17,3 \cdot (1 - 0,025) + 0,794 + 0,1325 = 17,75.$$

Температура води перед мережним насосом, °C

$$t_{\text{мн}} = [G_{\text{мв}} \cdot (1 - \alpha_{\text{втр}}) \cdot t_{\text{зв}} + (G_{\text{пм}} + G_{\text{псв}}) \cdot t_{\text{д}}] / G_{\text{мн}} =$$

$$= [17,3 \cdot (1 - 0,025) \cdot 65 + (0,794 + 0,1325) \cdot 70] / 17,75 = 65,42 .$$

Витрата води в лінії перепуску, кг/с

$$G_{\text{пер}} = G_{\text{мв}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{тп}}) / (t_{\text{к}}'' - t_{\text{мн}}) =$$

$$= 17,3 \cdot (130 - 110) / (130 - 65,42) = 5,358.$$

Витрата води в лінії рециркуляції, кг/с

$$G_{\text{рец}} = (G_{\text{мн}} - G_{\text{пер}}) \cdot (t_{\text{к}}' - t_{\text{мн}}) / (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}') =$$

$$= (17,75 - 5,358) \cdot (70 - 65,42) / (130 - 70) = 0,945.$$

Витрата мережної води в котлах, кг/с

$$G_{\text{к}} = G_{\text{мн}} - G_{\text{пер}} + G_{\text{рец}} = 17,75 - 5,358 + 0,945 = 13,34 .$$

Теплова потужність котельні, МВт

$$Q_{\text{к}}^{\text{мо}} = G_{\text{к}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}') \cdot 10^{-3} = 13,34 \cdot 4,19 \cdot (130 - 70) \cdot 10^{-3} = 3,355 .$$

8.5.3 Вибір основного і допоміжного устаткування

За результатами попередніх розрахунків максимальна (короткочасна) потужність котельні складає 15 МВт, а мінімальна (гарячого водопостачання) – 3,355 МВт. З урахуванням майбутнього зростання потужності котельні за рахунок можливого приєднання нових споживачів приймаємо максимальну потужність котельні на 15...20 % більшою, тобто $Q_{\text{к}}^{\text{max}} = 1,2 \cdot Q_{\text{к}}^{\text{оп}} = 1,2 \cdot 15 = 18$ МВт. В зв'язку з цим беремо до встановлення два водогрійних котли КВ–ГМ 8 з потужністю по 9,3 МВт і один резервний котел КВ–ГМ 6,5 з потужністю 7,56 МВт. В тому випадку, коли будуть працювати котли КВ–ГМ 8, вони будуть завантажені на 83,2 %, тобто працюватимуть в зоні оптимальних ККД $(0,75...0,85) \cdot Q_{\text{к}}$. При цьому їх ККД наблизатиметься до 0,92, якщо в роботі перебувають котли КВ–ГМ 8 і КВ–ГМ 6,5, то їх сумарна теплова потужність складатиме 16,86 МВт, що перебиває максимальну розрахункову потужність котельні. В міжопалювальний період має працювати один котел КВ–ГМ 6,5, який буде завантажений майже на 50 %. При цьому його ККД зменшиться на 1,5...2 %, тобто буде складати 0,9.

Витрата робочого палива в опалювальний період, м³/с

$$B_{\text{оп}} = Q_{\text{к}}^{\text{оп}} / (Q_{\text{н}}^{\text{с}} \cdot \eta_{\text{к}}) = 15 / (33,44 \cdot 0,92) = 0,488 .$$

Витрата робочого палива в міжопалювальний період, м³/с

$$B_{MO} = Q_K^{MO} / (Q_H^c \cdot \eta_K) = 3,355 / (33,44 \cdot 0,9) = 0,111 .$$

Загальна подача вентиляторів під час роботи двох котлів КВ–ГМ 8 в опалювальний період, тис. м³/год

$$Q_B = k_3 \cdot 3,6 \cdot B_{OP} \cdot V^0 \cdot \alpha_T = 1,1 \cdot 3,6 \cdot 0,488 \cdot 9,48 \cdot 1,05 = 19,24 ,$$

де $k_3 = 1,1$ – коефіцієнт запасу;

$\alpha_T = 1,05$ – коефіцієнт зайвини повітря в топці котла.

Із додатка Д вибираємо два вентилятори ВД–8 з подачею по 10 тис. м³/год, напором 1,72 кПа і потужністю електродвигуна 7 кВт.

Сумарна потужність електроприводів вентиляторів, кВт

$$N_B = z_B \cdot N_{B\text{ оп}} = 2 \cdot 7 = 14 .$$

Загальна подача димососів котлів КВ–ГМ 8 в опалювальний період, тис. м³/год

$$\begin{aligned} Q_d &= k_3 \cdot 3,6 \cdot B_{OP} \cdot [V_{\Gamma}^0 + (\alpha_{BG} - 1) \cdot V^0] \cdot [(\vartheta_{BG} + 273) / 273] = \\ &= 1,1 \cdot 3,6 \cdot 0,488 \cdot [10,6 + (1,35 - 1) \cdot 9,48] \cdot [(130 + 273) / 273] = 39,7 , \end{aligned}$$

де $k_3 = 1,1$ – коефіцієнт запасу;

$\alpha_{BG} = 1,35$ – коефіцієнт зайвини повітря у відхідних газах;

$\vartheta_{BG} = 130$ °С – температура відхідних газів з котла.

Із додатка Д вибираємо два димососи Д–10 з подачею по 20 тис. м³/год, напором 1,7 кПа і потужністю електродвигуна 13,8 кВт.

Сумарна потужність електроприводів димососів, кВт

$$N_d = z_d \cdot N_{d\text{ оп}} = 2 \cdot 13,8 = 27,6 .$$

Потужність тягодуттьових установок в опалювальний період, кВт

$$N_{TD}^{оп} = N_B + N_d = 14 + 27,6 = 41,6 .$$

Із додатка Д для котла КВ–ГМ6,5 вибираємо вентилятор ВД–8 і димосос Д–10.

Подача вентилятора і димососа за умови роботи котла в міжопалювальний період, відповідно, тис. м³/год

$$Q_B = k_3 \cdot 3,6 \cdot B_{MO} \cdot V^0 \cdot \alpha_T = 1,1 \cdot 3,6 \cdot 0,111 \cdot 9,48 \cdot 1,05 = 4,375 ,$$

$$\begin{aligned} Q_d &= k_3 \cdot 3,6 \cdot B_{MO} \cdot [V_{\Gamma}^0 + (\alpha_{BG} - 1) \cdot V^0] \cdot [(\vartheta_{BG} + 273) / 273] = \\ &= 1,1 \cdot 3,6 \cdot 0,111 \cdot [10,6 + (1,35 - 1) \cdot 9,48] \cdot [(130 + 273) / 273] = 9,03 . \end{aligned}$$

За характеристиками із додатка Д електрична потужність привода вентилятора і димососа, відповідно, кВт

$$N_B = 0,277 \cdot Q_B \cdot H_B / (\eta_B \cdot \eta_{em}) = 0,277 \cdot 4,375 \cdot 0,98 / (0,67 \cdot 0,96) = 1,846 ,$$

$$N_d = 0,277 \cdot Q_d \cdot H_d / (\eta_d \cdot \eta_{em}) = 0,277 \cdot 9,03 \cdot 0,95 / (0,61 \cdot 0,96) = 4,05 ,$$

де η_v , η_d , η_{em} – ККД вентилятора, димососа та електромеханічний ККД.

Загальна електрична потужність тягодуттьових установок в міжопалювальний період, кВт

$$N_{Td}^{MO} = N_v + N_d = 1,846 + 4,05 = 5,896 .$$

Об'ємна подача мережного насоса в опалювальний та міжопалювальний періоди, відповідно, м³/год

$$Q_{MH}^{OP} = G_{MH}^{OP} \cdot 3600 / \rho_{MB} = 79,04 \cdot 3600 / 977,8 = 291 ,$$

$$Q_{MH}^{MO} = G_{MH}^{MO} \cdot 3600 / \rho_{MB} = 17,75 \cdot 3600 / 977,8 = 65,35 ,$$

де ρ_{MB} – густина мережної води перед насосом з табл. [6].

Для роботи котельні в опалювальний період вибираємо із додатка Б насоси ДЗ20-70 з подачею 320 м³/год, напором 0,7 МПа і ККД 0,78. Один робочий, один резервний. Для роботи котельні в міжопалювальний період із додатка Б вибираємо насоси 4К-8 з подачею 65 м³/год, напором 0,61 МПа, ККД 0,62. Один робочий, один резервний.

Потужність, яка споживається насосом ДЗ20-70, кВт

$$N_{MH}^{OP} = Q_{MH}^{OP} \cdot H_{MH}^{OP} / (3600 \cdot \eta_n \cdot \eta_{em}) = \\ = 291 \cdot 700 / (3600 \cdot 0,78 \cdot 0,96) = 75,56.$$

Потужність, яка споживається насосом 4К-8, кВт

$$N_{MH}^{MO} = Q_{MH}^{MO} \cdot H_{MH}^{MO} / (3600 \cdot \eta_n \cdot \eta_{em}) = 65,35 \cdot 610 / (3600 \cdot 0,62 \cdot 0,96) = 18,6 .$$

Об'ємна подача насоса рециркуляції в опалювальний та міжопалювальний періоди, відповідно, м³/год

$$Q_{pH}^{OP} = G_{pH}^{OP} \cdot 3600 / \rho_{pH} = 4,38 \cdot 3600 / 934,8 = 16,87 ,$$

$$Q_{pH}^{MO} = G_{pH}^{MO} \cdot 3600 / \rho_{pH} = 0,945 \cdot 3600 / 934,8 = 3,64 ,$$

де ρ_{pH} – густина рециркуляційної води з табл. [6].

Із додатка Б для роботи в опалювальний період вибираємо насос ЗКс-6х4 з подачею 21,6 м³/год, напором 1,0 МПа і ККД 0,55.

Потужність, яку споживає електропривод насоса, кВт

$$N_{pH}^{OP} = Q_{pH}^{OP} \cdot H_{pH}^{OP} / (3600 \cdot \eta_n \cdot \eta_{em}) = \\ = 16,87 \cdot 1000 / (3600 \cdot 0,55 \cdot 0,96) = 8,87.$$

Для роботи котельні в міжопалювальний період із додатка Б вибираємо насос 2½ Кс-5х2 з подачею 7,2 м³/год, напором 0,5 МПа, ККД 0,41.

Споживана електрична потужність насоса, кВт

$$N_{pH}^{MO} = Q_{pH}^{MO} \cdot H_{pH}^{MO} / (3600 \cdot \eta_n \cdot \eta_{em}) = 3,64 \cdot 500 / (3600 \cdot 0,41 \cdot 0,96) = 1,28.$$

Об'ємна подача насоса сирої води в опалювальний та міжопалюваль-

ний періоди, відповідно, м³/год

$$Q_{\text{НСВ}}^{\text{оп}} = G_{\text{СВ}}^{\text{оп}} \cdot 3600 / \rho_{\text{СВ}} = 2,3 \cdot 3600 / 999,8 = 8,28 ,$$

$$Q_{\text{НСВ}}^{\text{мо}} = G_{\text{СВ}}^{\text{мо}} \cdot 3600 / \rho_{\text{СВ}} = 0,52 \cdot 3600 / 999,8 = 1,87 ,$$

де $\rho_{\text{СВ}}$ – густина сирі води з табл. [6].

Із додатка Б вибираємо насос 2К-20-18 з подачею 11 м³/год, напором 0,21 МПа і ККД 0,56.

Потужність, яку споживає електропривод насоса в опалювальний та міжопалювальний періоди, відповідно, кВт

$$\begin{aligned} N_{\text{НСВ}}^{\text{оп}} &= Q_{\text{НСВ}}^{\text{оп}} \cdot H_{\text{НСВ}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}) = \\ &= 8,28 \cdot 210 / (3600 \cdot 0,56 \cdot 0,96) = 0,9, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{\text{НСВ}}^{\text{мо}} &= Q_{\text{НСВ}}^{\text{мо}} \cdot H_{\text{НСВ}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}) = \\ &= 1,87 \cdot 210 / (3600 \cdot 0,56 \cdot 0,96) = 0,203. \end{aligned}$$

Об'ємна подача підживлювального насоса в опалювальний та міжопалювальний періоди, відповідно, м³/год

$$Q_{\text{ПН}}^{\text{оп}} = G_{\text{ПН}}^{\text{оп}} \cdot 3600 / \rho_{\text{ПН}} = 3,521 \cdot 3600 / 977,8 = 12,96 ,$$

$$Q_{\text{ПН}}^{\text{мо}} = G_{\text{ПН}}^{\text{мо}} \cdot 3600 / \rho_{\text{ПН}} = 0,794 \cdot 3600 / 977,8 = 2,92 ,$$

де $\rho_{\text{ПН}}$ – густина підживлювальної води з табл. [6].

Із додатка Б вибираємо насос 2КМ-20-30 з подачею 30 м³/год, напором 0,24 МПа і ККД 0,635.

Потужність, яку споживає електропривод насоса в опалювальний та міжопалювальний періоди, відповідно, кВт

$$\begin{aligned} N_{\text{ПН}}^{\text{оп}} &= Q_{\text{ПН}}^{\text{оп}} \cdot H_{\text{ПН}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}) = \\ &= 12,96 \cdot 240 / (3600 \cdot 0,635 \cdot 0,96) = 1,417, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{\text{ПН}}^{\text{мо}} &= Q_{\text{ПН}}^{\text{мо}} \cdot H_{\text{ПН}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}) = \\ &= 2,92 \cdot 240 / (3600 \cdot 0,635 \cdot 0,96) = 0,32. \end{aligned}$$

Сумарна споживана потужність насосів в опалювальний та міжопалювальний періоди роботи котельні, відповідно, кВт

$$N_{\text{СН}}^{\text{оп}} = N_{\text{МН}}^{\text{оп}} + N_{\text{РН}}^{\text{оп}} + N_{\text{НСВ}}^{\text{оп}} + N_{\text{ПН}}^{\text{оп}} = 75,56 + 8,87 + 0,9 + 1,417 = 86,75 ,$$

$$N_{\text{СН}}^{\text{мо}} = N_{\text{МН}}^{\text{мо}} + N_{\text{РН}}^{\text{мо}} + N_{\text{НСВ}}^{\text{мо}} + N_{\text{ПН}}^{\text{мо}} = 18,6 + 1,28 + 0,203 + 0,32 = 20,4 .$$

Загальна потужність власних потреб котельні в опалювальний та міжопалювальний період, кВт

$$N_{\text{ВП}}^{\text{оп}} = (N_{\text{ТД}}^{\text{оп}} + N_{\text{СН}}^{\text{оп}}) \cdot k = (41,6 + 86,75) \cdot 1,03 = 132,2 ,$$

$$N_{\text{вп}}^{\text{МО}} = (N_{\text{тд}}^{\text{МО}} + N_{\text{сн}}^{\text{МО}}) \cdot k = (5,896 + 20,4) \cdot 1,03 = 27,1 ,$$

де k – коефіцієнт, що враховує потужність освітлювальних приладів та ін.

8.5.4 Річні показники котельні

Еквівалентна витрата умовного палива на власні потреби, кг/с
– в опалювальний період

$$B_{\text{е}}^{\text{оп}} = b_{\text{y}} \cdot N_{\text{вп}}^{\text{оп}} \cdot 10^{-3} / 3,6 = 0,39 \cdot 132,2 \cdot 10^{-3} / 3,6 = 0,01432,$$

– в міжопалювальний період

$$B_{\text{е}}^{\text{МО}} = b_{\text{y}} \cdot N_{\text{вп}}^{\text{МО}} \cdot 10^{-3} / 3,6 = 0,39 \cdot 27,1 \cdot 10^{-3} / 3,6 = 0,003 .$$

Еквівалентні витрати робочого палива на власні потреби, м³/с

$$B_{\text{е}}^{\text{оп}} = B_{\text{е}}^{\text{оп}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} / Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 0,01432 \cdot 29,3 / 33,44 = 0,01255,$$

$$B_{\text{е}}^{\text{МО}} = B_{\text{е}}^{\text{МО}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} / Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 0,003 \cdot 29,3 / 33,44 = 0,00263.$$

Витрати робочого палива з урахуванням власних потреб, м³/с

$$B_{\text{оп}} = B_{\text{оп}} + B_{\text{е}}^{\text{оп}} = 0,488 + 0,01255 = 0,50055 ,$$

$$B_{\text{МО}} = B_{\text{МО}} + B_{\text{е}}^{\text{МО}} = 0,111 + 0,00263 = 0,11363 .$$

ККД нетто котельні за періоди роботи

$$\eta_{\text{оп}}^{\text{н}} = (Q_{\text{оп}} + Q_{\text{гв}}) / (B_{\text{оп}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{с}}) = (11 + 3,2) / (0,50055 \cdot 33,44) = 0,848,$$

$$\eta_{\text{МО}}^{\text{н}} = Q_{\text{гв}} / (B_{\text{МО}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{с}}) = 3,2 / (0,11363 \cdot 33,44) = 0,842.$$

Питомі витрати умовного палива на відпуск теплоти, кг/ГДж

$$b_{\text{оп}} = 34,14 / \eta_{\text{оп}}^{\text{н}} = 34,14 / 0,848 = 40,259 ,$$

$$b_{\text{МО}} = 34,14 / \eta_{\text{МО}}^{\text{н}} = 34,14 / 0,842 = 40,546 ,$$

Загальна витрата палива за опалювальний період, тис. м³

$$B_{\text{з оп}} = B_{\text{оп}} \cdot 3,6 \cdot \tau_{\text{оп}} = 0,488 \cdot 3,6 \cdot 4500 = 7898,64 .$$

Загальна витрата палива за міжопалювальний період, тис. м³

$$B_{\text{з МО}} = B_{\text{МО}} \cdot 3,6 \cdot \tau_{\text{МО}} = 0,111 \cdot 3,6 \cdot 3520 = 1412,63 .$$

Загальна річна витрата палива в котельні, тис. м³

$$B_{\text{річ}} = B_{\text{з оп}} + B_{\text{з МО}} = 7894,64 + 1412,63 = 9307,27.$$

Річні витрати коштів на паливо, млн. грн.

$$Z_{\text{п}} = B_{\text{р}} \cdot \Pi_{\text{п}} \cdot 10^{-6} = 9307,27 \cdot 390 \cdot 10^{-6} = 3,629 .$$

Річні витрати електроенергії на власні потреби котельні, МВт·год

$$E_{\text{вп}} = (N_{\text{вп}}^{\text{оп}} \cdot \tau_{\text{оп}} + N_{\text{вп}}^{\text{мо}} \cdot \tau_{\text{мо}}) \cdot 10^{-3} = \\ = (132,2 \cdot 4500 + 27,1 \cdot 3520) \cdot 10^{-3} = 690,3 .$$

Річна витрата коштів на електроенергію, млн. грн.

$$Z_e = E_{\text{вп}} \cdot \text{Ц}_e \cdot 10^{-6} = 690,3 \cdot 285 \cdot 10^{-6} = 0,197 .$$

Загальні річні витрати на енергоносії, млн. грн.

$$Z_{\text{ен}} = Z_{\text{п}} + Z_e = 3,629 + 0,197 = 3,826 .$$

Виручка коштів за відпущену теплоту, млн. грн.

$$\text{ВР}_T = [(Q_{\text{оп}} + Q_{\text{гв}}) \cdot \tau_{\text{оп}} + Q_{\text{гв}} \cdot \tau_{\text{мо}}] \cdot \text{Ц}_T \cdot 10^{-6} \cdot 3,6 = \\ = [(11 + 3,2) \cdot 4500 + 3,2 \cdot 3520] \cdot 30 \cdot 10^{-6} \cdot 3,6 = 8,117 .$$

Виручка після врахування витрат на енергоносії, млн. грн.

$$\text{ВР} = \text{ВР}_T - Z_{\text{ен}} = 8,117 - 3,826 = 4,291 .$$

Приклад 8.6

За умови прикладу 8.5 визначити доцільність створення міні-ТЕЦ на базі водогрійної котельні та газотурбінної установки (ГТУ) марки ГТУ–1,5 заводу “Економайзер”, характеристики якої для температури повітря $t_1 = 15^\circ\text{C}$ такі : електрична потужність $N_e = 1,5 \text{ МВт}$; коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ГТУ}} = 0,255$; температура газів на вході в турбіну $t_3 = 800^\circ\text{C}$; температура газів за турбіною $t_4 = 520^\circ\text{C}$; витрата повітря 19 кг/с .

В цьому випадку передбачається , що підігрів води в системі гарячого водопостачання буде здійснюватись в газоводяному підігрівнику за рахунок утилізації теплоти відпрацьованих в ГТУ газів , а підігрівник ПГВ буде відключений (рис. 8.6).

Розв’язування

Визначимо спочатку показники роботи ГТУ.

Потужність камери згорання, МВт [9]

$$Q_{\text{кз}} = N_e / \eta_{\text{ГТУ}} = 1,5 / 0,255 = 5,88 .$$

Витрата робочого палива на ГТУ за [10], $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{\text{ГТУ}} = Q_{\text{кз}} / Q_{\text{н}}^c = 5,88 / 33,44 = 0,1758 .$$

Потужність відпрацьованих в ГТУ газів, МВт

$$Q_{\text{вг}} = Q_{\text{кз}} - N_e = 5,88 - 1,5 = 4,38 .$$

Приймаємо температуру відхідних газів на виході з газоводяного підігрівника рівною 130°C . Тоді коефіцієнт використання теплоти відпра-

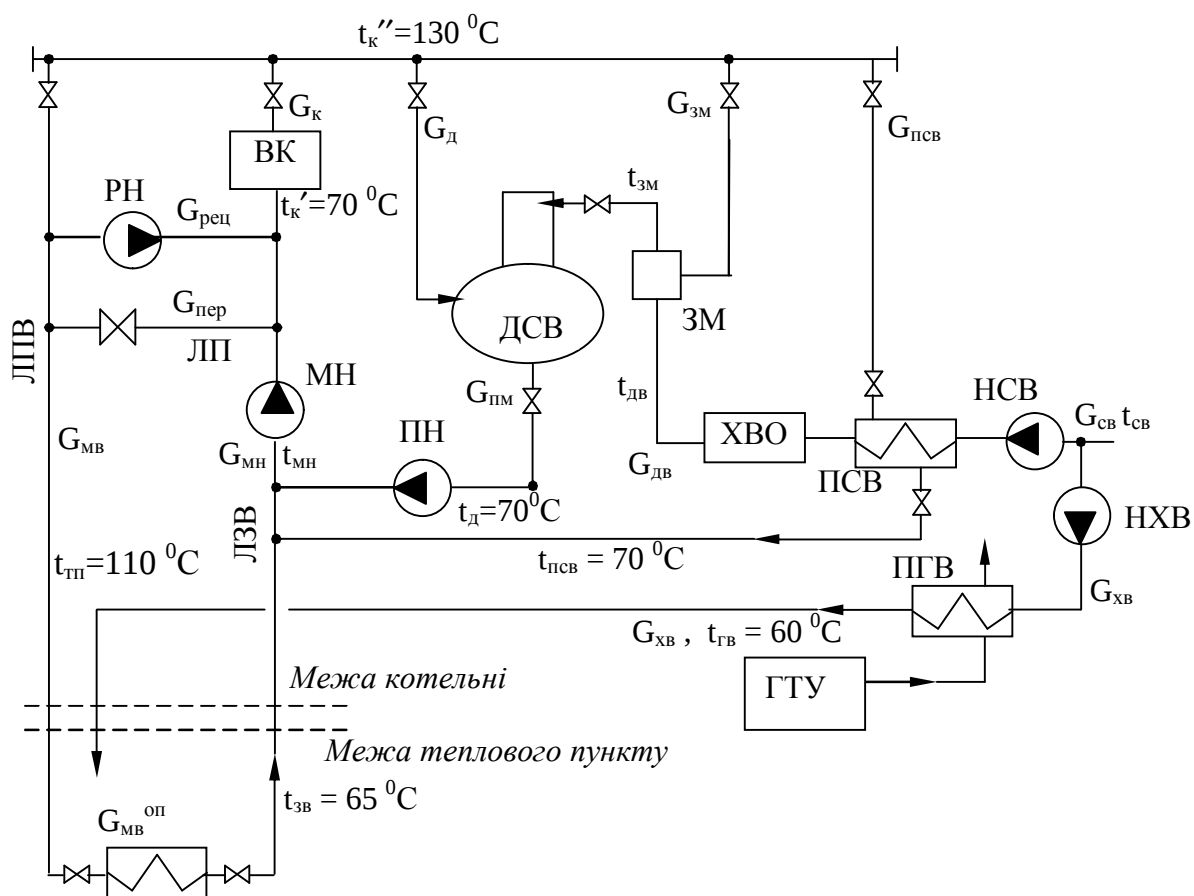


Рисунок 8.6 – Теплова схема міні-ТЕЦ на базі
водогрійної котельні і ГТУ

$$\psi = (t_4 - t_{\text{BG}}) / (t_4 - t_1) = (520 - 130) / (520 - 15) = 0,77.$$

Теплова потужність, яка утилізується в підігрівнику води системи гарячого водопостачання, МВт

$$Q_{VT} = Q_{BG} \cdot \psi \cdot \eta_{TO} \cdot \eta_{TP} = 4,38 \cdot 0,77 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 3,239,$$

де $\eta_{\text{то}}$, $\eta_{\text{тр}}$ – ККД теплообмінника та транспортування газів до газоводяного підігрівника.

Отже, теплової потужності відпрацьованих газів вистачає для покриття потужності системи гарячого водопостачання.

8.6.1 Розрахунок схеми міні-ТЕЦ для опалювального періоду

Модернізація схеми полягає в тому, що підготовка гарячого водопостачання відбувається на території міні-ТЕЦ у газоводяному підігрівнику, де утилізується теплота відхідних газів ГТУ. Ця вода підводиться до споживачів окремими трубопроводами. Тоді витрата мережної води на потреби опалення за даними розрахунків прикладу 8.5 складає

$$G_{MB} = G_{OP} = 59,53 \text{ кг/с.}$$

Витрата додаткової води, кг/с

$$G_{ДВ} = G_{MB} \cdot \alpha_{ВТР} = 59,53 \cdot 0,025 = 1,488 .$$

Витрата сирій води, кг/с

$$G_{CB} = 1,2 \cdot G_{ДВ} = 1,2 \cdot 1,488 = 1,786 .$$

Теплова потужність ПСВ, кВт

$$Q_{ПСВ} = G_{CB} \cdot c_B \cdot (t_{ДВ} - t_{CB}) = 1,786 \cdot 4,19 \cdot (20 - 5) = 112,24 .$$

Витрати грійної води на ПСВ, кг/с

$$G_{ПСВ} = Q_{ПСВ} / [c_B \cdot (t_K'' - t_{ПСВ}) \cdot \eta_{ТО}] = 112,24 / [4,19 \cdot (130 - 70) \cdot 0,98] = 0,455.$$

Витрата котлової води на змішувач із його теплового балансу, кг/с

$$\begin{aligned} G_{ЗМ} &= G_{ДВ} \cdot c_{ДВ} (t_{ЗМ} - t_{ДВ}) / [c_B \cdot (t_K'' - t_{ЗМ})] = \\ &= 1,488 \cdot 4,19 \cdot (65 - 20) / [4,19 \cdot (130 - 65)] = 1,03. \end{aligned}$$

Витрата котлової води на підживлення мережі з матеріального балансу деаератора, кг/с

$$G_{ПМ} = G_{Д} + G_{ЗМ} + G_{ДВ} = G_{Д} + 1,03 + 1,488 = 2,518 + G_{Д} .$$

Рівняння теплового балансу деаератора, кВт

$$G_{ПМ} \cdot t_{ПМ} = G_{Д} \cdot t_K'' + (G_{ЗМ} + G_{ДВ}) \cdot t_{ЗМ}$$

$$\text{або} \quad (2,518 + G_{Д}) \cdot 70 = G_{Д} \cdot 130 + (1,03 + 1,488) \cdot 65 .$$

$$\text{Звідки} \quad G_{Д} = 0,474 \text{ кг/с;}$$

$$G_{ПМ} = 2,518 + 0,474 = 2,992 \text{ кг/с.}$$

Витрата води перед мережним насосом МН, кг/с

$$\begin{aligned} G_{МН} &= G_{MB} \cdot (1 - \alpha_{ВТР}) + G_{ПМ} + G_{ПСВ} = \\ &= 59,53 \cdot (1 - 0,025) + 2,992 + 0,455 = 61,488. \end{aligned}$$

Температура води перед мережним насосом, °С

$$\begin{aligned} t_{МН} &= [G_{MB} \cdot (1 - \alpha_{ВТР}) \cdot t_{ЗВ} + (G_{ПМ} + G_{ПСВ}) \cdot t_{Д}] / G_{МН} = \\ &= [59,53 \cdot (1 - 0,025) \cdot 65 + (2,992 + 0,455) \cdot 70] / 61,488 = 65,28 . \end{aligned}$$

Витрата води в лінії перепуску, кг/с

$$G_{пер} = G_{MB} \cdot (t_K'' - t_{ТП}) / (t_K'' - t_{МН}) = 59,53 \cdot (130 - 110) / (130 - 65,28) = 18,396.$$

Витрата води в лінії рециркуляції, кг/с

$$G_{\text{рец}} = (G_{\text{мн}} - G_{\text{пер}}) \cdot (t_{\text{к}}' - t_{\text{мн}}) / (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}') =$$

$$= (61,488 - 18,396) \cdot (70 - 65,28) / (130 - 70) = 3,39.$$

Витрата мережної води в котлах, кг/с

$$G_{\text{к}} = G_{\text{мн}} - G_{\text{пер}} + G_{\text{рец}} = 61,488 - 18,396 + 3,39 = 46,482 .$$

Теплова потужність котельні, МВт

$$Q_{\text{к}}^{\text{оп}} = G_{\text{к}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}') \cdot 10^{-3} = 46,482 \cdot 4,19 \cdot (130 - 70) \cdot 10^{-3} = 11,685 .$$

Витрата холодної води через газоводяний теплообмінник гарячого водопостачання, кг/с

$$G_{\text{хв}} = Q_{\text{гв}} \cdot 10^3 / [c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{гв}} - t_{\text{хв}})] = 3,2 \cdot 10^3 / [4,19 \cdot (60 - 5)] = 13,88 .$$

Витрата робочого палива на котли, м³/с

$$B_{\text{к}}^{\text{оп}} = Q_{\text{к}}^{\text{оп}} / (Q_{\text{н}}^{\text{с}} \cdot \eta_{\text{к}}) = 11,685 / (33,44 \cdot 0,9) = 0,388 .$$

Загальна витрата палива на міні-ТЕЦ, м³/с

$$B_{\text{мтец}}^{\text{оп}} = B_{\text{к}}^{\text{оп}} + B_{\text{гту}} = 0,388 + 0,1758 = 0,564 .$$

Потужність тягодуттьових установок приймаємо такою ж як в прикладі 8.5, тобто $N_{\text{тд}}^{\text{оп}} = 41,6$ кВт.

Об'ємна подача мережного насоса в опалювальний період, м³/год

$$Q_{\text{мн}} = G_{\text{мн}} \cdot 3600 / \rho_{\text{мв}} = 61,488 \cdot 3600 / 977,8 = 226,379 .$$

Потужність мережного насоса, кВт

$$N_{\text{мн}} = Q_{\text{мн}} \cdot H_{\text{мн}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}) = 226,379 \cdot 700 / (3600 \cdot 0,78 \cdot 0,96) = 58,78.$$

Об'ємна подача насоса рециркуляції, м³/год

$$Q_{\text{рн}} = G_{\text{рец}} \cdot 3600 / \rho_{\text{рец}} = 3,39 \cdot 3600 / 934,8 = 13,06 .$$

Потужність рециркуляційного насоса, кВт

$$N_{\text{рн}} = Q_{\text{рн}} \cdot H_{\text{рн}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}) = 13,06 \cdot 1000 / (3600 \cdot 0,55 \cdot 0,96) = 6,87.$$

Об'ємна подача насоса сирої води, м³/год

$$Q_{\text{нсв}} = G_{\text{св}} \cdot 3600 / \rho_{\text{св}} = 1,786 \cdot 3600 / 999,8 = 6,43.$$

Потужність насоса сирої води, кВт

$$N_{\text{нсв}} = Q_{\text{нсв}} \cdot H_{\text{нсв}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}) = 6,43 \cdot 210 / (3600 \cdot 0,56 \cdot 0,96) = 0,7 .$$

Об'ємна подача підживлювального насоса, м³/год

$$Q_{\text{пн}} = G_{\text{пм}} \cdot 3600 / \rho_{\text{пм}} = 2,992 \cdot 3600 / 977,8 = 11,02.$$

Потужність підживлювального насоса, кВт

$$N_{\text{пн}} = Q_{\text{пн}} \cdot H_{\text{пн}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}) =$$

$$= 11,02 \cdot 240 / (3600 \cdot 0,635 \cdot 0,96) = 1,205 .$$

Для відпуску гарячої води в систему ГВП від газового підігрівника ГТУ необхідний насос для прокачування холодної води. Об'ємна подача насоса холодної води, м³/год

$$Q_{\text{хв}} = G_{\text{хв}} \cdot 3600 / \rho_{\text{хв}} = 13,88 \cdot 3600 / 999,8 = 49,98.$$

Із додатка Б вибираємо насос 4К-8 з подачею 65 м³/год, напором 0,61 МПа і ККД 0,62.

Потужність насоса холодної води, кВт

$$N_{\text{нхв}} = Q_{\text{нхв}} \cdot H_{\text{нхв}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}) = 49,48 \cdot 610 / (3600 \cdot 0,62 \cdot 0,96) = 14,1 .$$

Сумарна споживана потужність насосів в опалювальний період роботи котельні, кВт

$$N_{\text{сн}}^{\text{оп}} = N_{\text{мн}} + N_{\text{рн}} + N_{\text{нсв}} + N_{\text{пн}} + N_{\text{нхв}} =$$

$$= 58,78 + 6,87 + 0,7 + 1,205 + 14,1 = 81,66.$$

Потужність власних потреб котельні в опалювальний період, кВт

$$N_{\text{вп}}^{\text{оп}} = (N_{\text{тд}} + N_{\text{сн}}^{\text{оп}}) \cdot k = (41,6 + 81,66) \cdot 1,03 = 126,96 .$$

Електрична потужність, яка віддається в електромережу в опалювальний період, кВт

$$N_{\text{емр}}^{\text{оп}} = (N_{\text{е}} - N_{\text{вп}}^{\text{оп}}) \cdot \eta_{\text{емр}} = (1500 - 126,96) \cdot 0,92 = 1263,2 ,$$

де $\eta_{\text{емр}}$ – ККД місцевих електромереж, що враховує втрати електроенергії при транспортуванні.

8.6.2 Показники роботи міні-ТЕЦ в міжопалювальний період

В міжопалювальний період водогрійні котли не працюють, а відпуск теплоти в систему гарячого водопостачання здійснюється від ГТУ за допомогою газового підігрівника. В цьому разі паливо витрачається тільки на ГТУ і дорівнює $V_{\text{ГТУ}} = 0,178 \text{ м}^3/\text{с}$.

Витрати електроенергії на власні потреби, кВт

$$N_{\text{вп}}^{\text{МО}} = k \cdot N_{\text{нхв}} = 1,05 \cdot 14,1 = 14,805 .$$

Потужність, яка відпускається в електромережу, кВт

$$N_{\text{емр}}^{\text{МО}} = (N_{\text{е}} - N_{\text{вп}}^{\text{МО}}) \cdot \eta_{\text{емр}} = (1500 - 14,805) \cdot 0,92 = 1366,38 .$$

8.6.3 Річні показники роботи міні-ТЕЦ

Ціна, з якою електроенергія постачається в електромережу, береться рівною 180 грн за 1 МВт·год.

Річні витрати за паливо на міні–ТЕЦ, млн. грн.

$$Z_{\Pi} = (B_{\text{мтец}} \cdot \tau_{\text{оп}} + B_{\text{гту}} \cdot \tau_{\text{мо}}) \cdot 3,6 \cdot \Pi_{\Pi} \cdot 10^{-6} =$$

$$= (0,564 \cdot 4500 + 0,178 \cdot 3520) \cdot 3,6 \cdot 390 \cdot 10^{-6} = 4,443 .$$

Виручка коштів за електроенергію, млн. грн.

$$BP_e = (N_{\text{емр}}^{\text{оп}} \cdot \tau_{\text{оп}} + N_{\text{емр}}^{\text{мо}} \cdot \tau_{\text{мо}}) \cdot 10^{-3} \cdot \Pi_e \cdot 10^{-6} =$$

$$= (1263,2 \cdot 4500 + 1366,38 \cdot 3520) \cdot 10^{-3} \cdot 180 \cdot 10^{-6} = 1,889 .$$

Оскільки виручка за теплоту залишається незмінною і рівною 8,117 млн. грн. (див.приклад 8.5) , то загальна виручка дорівнює, млн. грн.

$$BP_3 = BP_e + BP_T - Z_{\Pi} = 1,899 + 8,117 - 4,443 = 5,573 .$$

Таким чином, виручка коштів на міні–ТЕЦ на $5,573 - 4,291 = 1,282$ млн. грн. більша ніж в котельні, тому створення міні–ТЕЦ можна вважати доцільним.

9 ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ

Приклад 9.1

Промислова котельня забезпечує споживача парою з тиском P_0 , перегрітою на 50°C . Теплова потужність споживача $Q_{\text{сп}}$. Конденсат від споживача повертається з температурою 90°C в кількості 20 %, а в деаератор надходить β_k конденсату з температурою 85°C . В схемі встановлений деаератор ДСП з тиском 0,3 МПа. Теплота продувальної води використовується для підігріву хімоочищеної води. Визначити ККД котельні, витрату мазуту з теплою згорання 40 МДж/кг та витрату умовного палива, якщо ККД котла 92 %.

Підібрати котлоагрегати, тягодуттєве обладнання, насосне обладнання. Визначити ККД нетто котельні.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_{\text{сп}}$ МВт	100	85	70	55	40	25	20	15	10	5
β_k , %	75	60	50	45	40	30	25	15	10	5

Остання цифра Шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_0 , МПа	0,1	0,85	1,2	1,4	1,6	0,7	0,5	0,3	2,0	2,3

Приклад 9.2

Два промислових споживача обслуговуються парою з тиском P_0 , перегрітою на Δt . Теплова потужність першого 32 МВт, витрата пари для другого 50 кг/с. Конденсат від першого споживача повертається з темпера-

турою 80°C в кількості 15 %, а від другого з температурою 95°C в кількості 60%, а в деаератор надходять відповідно 11 % конденсату з температурою 70°C – від першого споживача і 51 % конденсату з температурою 80°C – від другого. Теплота продувальної води використовується для підігріву хімічищеної води. Визначити ККД котельні, витрату природного газу з теплою згорання 35 МДж/м^3 та витрату умовного палива, якщо ККД котла 88 %.

Підібрати котлоагрегати, насосне та теплообмінне обладнання, визначити ККД нетто котельні, якщо електричні власні потреби $N_{\text{вп}}$.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_0 , МПа	1,2	0,3	0,5	0,8	1,0	1,6	2,3	2,6	3,9	0,2
Δt , $^{\circ}\text{C}$	100	20	80	60	50	40	30	20	30	70

Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$N_{\text{вп}}$, МВт	1,0	0,85	2,0	4,0	6,0	7,0	3,5	3,0	2,0	5,0

Приклад 9.3

Визначити ККД парової котельні, витрату умовного палива та природного газу з теплою згорання 35 МДж/м^3 , якщо ця котельня постачає пару двом промисловим споживачам. Першому – з тиском P_1 і перегрівом на 25°C , другому – з тиском 0,3 МПа і перегрівом на Δt_2 . Витрата пари на перший споживач 20 т/год, потужність другого – 170 Гкал/год. Від першого споживача повертається конденсат в кількості 10 % з температурою $t_{\text{к1}}$, від другого – весь конденсат з ентальпією 300 кДж/кг. Втрати теплоти $q_2 = 6 \%$, $q_5 = 1,5 \%$, $q_3 = 1 \%$, $q_4 = 0,2 \%$.

Підібрати котлоагрегати, тягодуттєве обладнання, визначити діаметри основних трубопроводів.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_1 , МПа	1,5	1,3	2,5	1,8	1,0	1,6	2,3	0,6	0,9	2,0
Δt_2 , $^{\circ}\text{C}$	10	20	30	40	15	40	30	20	30	20

Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_{\text{к1}}$, $^{\circ}\text{C}$	100	65	20	40	80	70	95	30	20	45

Приклад 9.4

Промислово-опалювальна котельня постачає пару з тиском P_0 і температурою 300°C промислового споживачу потужністю 80 Гкал/год, а також в систему теплофікації – пару з тиском 0,2 МПа, перегрівом на 50°C і

витратою 40 т/год. Температурний графік мережної води 110/60 °С. Від промислового споживача повертається 80 % конденсату з температурою 88 °С, а від системи теплофікації весь конденсат з температурою 70 °С. Втрати мережної води $\alpha_{\text{втр}}$. Визначити ККД котельні, витрату умовного палива та природного газу з $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 33,9 \text{ МДж/м}^3$, якщо теплоємність повітря і димових газів 1 кДж/(кг·К), густина повітря і димових газів 1,29 та 0,85 кг/м³, об'єм повітря та димових газів 8,95 та 9,9 м³/м³, температура холодного повітря 5 °С, а димових газів $t_{\text{г}}$. Втрати теплоти $q_3 = 1\%$; $q_4 = 0\%$; $q_5 = 1,5\%$.

Підібрати котлоагрегати, тягодуттєве та насосне обладнання. Визначити ККД нетто котельні.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_0 , МПа	1,5	3,0	2,5	1,8	1,0	1,6	1,3	0,6	0,9	1,2
$\alpha_{\text{втр}}$, %	2,1	2,0	1,5	2,5	3	4,2	5	0,5	2,8	3,5

Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_{\text{г}}$, °С	120	150	180	200	130	140	170	125	155	110

Приклад 9.5

Промислово-опалювальна котельня постачає пару двом технологічним споживачам і в систему теплофікації. Першому технологічному споживачу потужністю 0,06 ГВт– пару тиском 1,0 МПа і перегрівом на 100 °С, другому технологічному споживачу та на теплофікаційне навантаження – пару з тиском 0,35 МПа і перегрівом на 10 °С. Витрата пари другому промислового споживачу $D_{\text{сп2}}$. Графік тепломережі 120/80 °С, витрата мережної води $G_{\text{мв}}$. Повернення конденсату від першого промислового споживача 20 % з температурою 110 °С, від другого промислового споживача 60 % з ентальпією 400 кДж/кг, від теплофікаційного навантаження – весь конденсат з температурою 90 °С. В деаератор надходять відповідно 18 % конденсату з температурою 90 °С – від першого споживача, 55 % з ентальпією 370 кДж/кг – від другого споживача. Втрати мережної води $\alpha_{\text{втр}}$. Визначити ККД котельні, витрату умовного палива та вугілля з теплотою згорання 22 МДж/кг, якщо ККД котла 92 %.

Підібрати деаератор, насосне обладнання та визначити діаметри трубопроводів.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$D_{\text{сп2}}$, т/год	15	70	25	30	45	60	35	6	19	22
$G_{\text{мв}}$, т/год	250	500	1200	2500	300	650	800	150	200	140

Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\alpha_{\text{втр}}, \%$	1,7	2,5	8,0	2,0	3,5	4,7	9,0	7,5	6,0	1,5

Приклад 9.6

Водогрійна котельня, що працює на мазуті з $Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 38$ МДж/кг, подає теплоту в систему опалення потужністю $Q_{\text{оп}}$ та систему гарячого водопостачання потужністю $Q_{\text{гвп}}$. Графік мережної води в котельні 130/60⁰С. Охолодження мережної води в прямому та зворотному трубопроводах по 5⁰С. Система теплопостачання замкнута. Втрати мережної води $\alpha_{\text{втр}}$. Температура сирої води 5⁰С. Підігрівники сирої та хімічованої води підключені за паралельною схемою. Визначити витрату умовного та робочого палива і ККД котельні, якщо в схемі встановлений вакуумний деаератор, ККД котла 0,91, температура мазуту перед спалюванням 120⁰С.

Підібрати котлоагрегати, насосне та теплообмінне обладнання. Визначити ККД нетто котельні, якщо власні електричні потреби 1,5 МВт.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_{\text{оп}}, \text{МВт}$	5	15	25	30	45	60	80	120	150	200
$Q_{\text{гвп}}, \text{МВт}$	10	8	12	9	14	5	3	11	35	50

Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\alpha_{\text{втр}}, \%$	0,5	1,1	1,6	2,5	4	5	5,8	4,5	3	3,5

Приклад 9.7

Визначити витрату умовного та робочого палива і ККД котельні, якщо водогрійна котельня, що працює на природному газі з $Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 33,8$ МДж/м³, подає теплоту в систему опалення потужністю 100 МВт та систему гарячого водопостачання потужністю 23 МВт. Графік мережної води $t_{\text{пр}}/t_{\text{зв}}$. Втрати теплоти в схемі котельні 1 %. Система теплопостачання замкнута. Втрати мережної води 2 %. Температура сирої води 5⁰С. Підігрівники сирої та хімічованої води – за паралельною схемою. В схемі встановлений атмосферний деаератор. Теплоємність повітря і димових газів 1 кДж/(кг⁰К), густина повітря і димових газів 1,29 та 0,85 кг/м³, об'єм повітря та димових газів 8,95 та 9,9 м³/м³, температура холодного повітря 5⁰С, а відхідних газів $t_{\text{вг}}$. Втрати $q_3 = 1 \%$, $q_4 = 0$, $q_5 = 1,5 \%$.

Підібрати котлоагрегати, насосне та тягодуттєве обладнання. Визначити ККД нетто котельні.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_{\text{пр}}, ^\circ\text{C}$	150	130	110	90	120	140	125	115	135	145
$t_{\text{зв}}, ^\circ\text{C}$	90	70	50	50	80	60	65	80	70	85

Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
---------------------	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

$t_{\text{вг}}, ^\circ\text{C}$	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
---------------------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Приклад 9.8

Пароводогрійна котельня, що працює на природному газі, відпускає насичену пару тиском 2,3 МПа температурою 250°C та воду в теплову мережу з графіком 130/80 $^\circ\text{C}$. Потужність споживача пари $Q_{\text{сп}}$, потужність системи теплофікації 100 МВт. Конденсат від споживача повертається в кількості 70 % з температурою $t_{\text{к1}}$, а в деаератор надходить 62 % з температурою 91°C . Температура сирі води 5°C . Втрати мережної води 2 %. Визначити ККД котельні, витрату умовного та робочого палива, якщо частка продувки парового котла p , власні потреби 2%, ККД котла 0,91.

Підібрати котлоагрегати, насосне та тягодуттьове обладнання.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_{\text{сп}}, \text{МВт}$	15	25	30	40	50	65	75	80	95	120
$t_{\text{к1}}, ^\circ\text{C}$	110	115	105	100	98	95	120	112	92	101

Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p, \%$	1	0,1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5

Приклад 9.9

Визначити витрату умовного та робочого палива і ККД котельні, що обслуговує систему опалення та гарячого водопостачання підприємства. Котельня працює на природному газі з $Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 33,2 \text{ МДж/м}^3$. Потужність опалення $Q_{\text{оп}}$. Потужність системи гарячого водопостачання 9 МВт. Підігрівники сирі та хімічещеної води підключені послідовно. Встановлений вакуумний деаератор. Система теплопостачання відкрита. Графік мережної води $t_{\text{пр}}/t_{\text{зв}}$. Втрати мережної води 1,5 %. Температура сирі води 8°C . ККД котла 92 %.

Розрахувати схему для опалювального і міжопалювального періоду. Визначити річну витрату палива, якщо тривалість опалювального періоду 4300 год.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_{\text{оп}}, \text{МВт}$	5	12	25	34	49	65	72	81	90	100
$t_{\text{пр}}, ^\circ\text{C}$	150	145	140	135	130	125	120	115	110	90

Остання цифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
---------------	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

шифру										
$t_{зв}, ^\circ\text{C}$	90	80	70	60	50	40	65	55	85	75

Приклад 9.10

Водогрійна котельня з атмосферним деаератором працює на вугіллі з $Q_n^p = 21$ МДж/кг. До неї підключені система опалення та гарячого водопостачання підприємства. Потужність опалення 54 МВт. Потужність паралельно підключеної системи гарячого водопостачання $Q_{гвп}$. Система теплопостачання відкрита. Графік мережної води $t_{пр}/t_{зв}$. Втрати мережної води 1,5 %. Температура сирової води 8°C . Визначити витрату умовного та робочого палива і ККД котельні, якщо ККД котла 90 %.

Підібрати основне та допоміжне обладнання котельні. Визначити ККД нетто котельні.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_{гвп}, \text{МВт}$	3	2	2,5	4	6	15	27	40	80	100
$t_{пр}, ^\circ\text{C}$	110	90	140	135	115	125	120	135	145	150

Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_{зв}, ^\circ\text{C}$	70	50	60	75	50	85	65	55	85	90

10 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Завдання на виконання курсового проекту повинно, як правило, включати такі початкові дані:

- 1) географічне положення котельні, що проектується (населений пункт);
- 2) тип котельні (парова, водогрійна чи пароводогрійна, промислова, опалювальна чи промислово-опалювальна);
- 3) система теплопостачання (закрита чи відкрита);
- 4) тип парових або водогрійних котлів;
- 5) вид спалюваного в котлах палива;
- 6) житлова площа чи зовнішній об'єм опалюваних житлових і громадських будівель;
- 7) зовнішній об'єм опалюваних промислових будівель;
- 8) число одиниць гарячого водоспоживання в житловому секторі;
- 9) число одиниць гарячого водоспоживання на промислових підприємствах;
- 10) витрата і тиск пари, що використовується на технологічні потреби;
- 11) повернення конденсату від технологічних споживачів, його температура;
- 12) витрата і температура гарячої води, що використовується на технологічні потреби;

- 13) повернення гарячої води від технологічних споживачів, її температура;
14) витрата і тиск пари, що подається на мазутне господарство.

Курсовий проект з дисципліни “Джерела теплопостачання промислових підприємств” складається з *розрахунково-пояснювальної записки* та *графічної частини*. Розрахунково-пояснювальна записка і креслення мають бути виконані відповідно до діючих стандартів Єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД) та вимог ГОСТ, ДЕСТ.

У зміст розрахунково-пояснювальної записки входять: вступ; розрахунок теплових навантажень для проектування котельні; аналіз і розрахунок теплової схеми котельні; розрахунок і вибір основного та допоміжного обладнання котельні (котлоагрегатів, насосів, деаераторів, теплообмінників, тягодуттьових пристроїв); гідравлічний розрахунок трубопроводів відпуску пари чи гарячої води; розрахунок і вибір теплової ізоляції паропроводів, трубопроводів гарячої води та теплообмінників; розрахунок техніко-економічних показників котельні (капітальні витрати, експлуатаційні витрати, ККД бруто та ККД нетто котельні, строк окупності капіталовкладень).

Обсяг розрахунково-пояснювальної записки 25...35 стор.

Графічна частина складається з креслень плану, розрізу і розгорнутої теплової схеми котельні, що розміщуються на 1 листі формату А1 та 1 листі формату А2.

Далі показана форма індивідуального завдання на курсовий проект, що включається в пояснювальну записку, та варіанти типових завдань.

Затверджую

Зав. кафедри ТЕ

_____ **С.Й.Ткаченко**

“ _____ ” _____ **200 р.**

ЗАВДАННЯ

на курсовий проект з дисципліни ***“Джерела теплопостачання промислових підприємств”***

Тема курсового проекту: _____

Виконати розрахунки теплової схеми котельні, гідравлічний та тепловий розрахунок трубопроводів, підібрати основне та допоміжне обладнання, визначити техніко-економічні показники джерела теплопостачання.

Початкові дані : _____

Завдання видав

Завдання одержав

“ _____ ” _____ 200

ст. гр. ТЕ–
р.

Дата захисту

“ _____ ” _____ 200

ЗАВДАННЯ № 1

РОЗРОБКА ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ПАРОВОЇ ПРОМИСЛОВО-ОПАЛЮВАЛЬНОЇ КОТЕЛЬНОЇ

Початкові дані :

Паливо – природний газ $Q_n^p = 33,9 \text{ МДж/м}^3$.

Споживачі :

Цех №1 споживає насичену пару тиском P_1 , тепловою потужністю Q_1 .
Конденсат в кількості $\alpha_{к1}^{сн1}$ повертається з температурою $t_{к1}^{сн1}$, відстань від котельні 500 м;

Цех № 2 споживає насичену пару тиском 0,6 МПа в кількості $D_{1сн2}$ (повертається 20% конденсату з температурою 80°C), і пару 1,4 МПа перегріту на 50°C в кількості $D_{2сн2}$ (повертається 70 % конденсату з температурою 130°C), відстань від котельні 500 м;

Адміністративна будівля (3 поверхи по $F \text{ м}^2$) опалюється від котельні, що проектується, відстань від котельні 600 м.

Охолодження теплоносіїв у всіх трубопроводах прийняти на 4°C .

Втрати теплоносія в паропроводах 0,3 %, в водяних трубопроводах 0,1 %.

Прийняти нормативні значення термічних опорів огорожень.

Система проектується для умов м. Вінниці.

Таблиця 10.1 – Початкові дані до завдання № 1

Варіант	P_1 , бар	Q_1 , МВт	$\alpha_{к1}^{сн1}$, %	$t_{к1}^{сн1}$, $^\circ\text{C}$	$D_{1сн2}$, т/год	$D_{1сн2}$, кг/с	F , м^2
0	5	20	80	80	50	30	500
1	8	40	50	90	70	15	900
2	10	90	70	40	60	8	1200
3	13	110	10	100	90	14	600
4	15	13	30	20	40	6	1500
5	22	54	90	60	10	12	700
6	35	83	40	92	100	2,9	2000
7	18	10	65	65	60	17	1800
8	9	17	85	80	50	12	3000
9	12	80	15	30	70	30	1700

ЗАВДАННЯ № 2

РОЗРОБКА ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ПАРОВОЇ ПРОМИСЛОВО-ОПАЛЮВАЛЬНОЇ КОТЕЛЬНОЇ

Початкові дані :

Паливо – мазут з $Q_n^p = 38 \text{ МДж/кг}$, температура мазуту перед спалюванням 120°C .

Споживачі :

Цех №1 (розмірами $a'30'15$) споживає насичену пару тиском 1,1 МПа, теплова потужність технологічного споживача Q_1 , 25 % конденсату по-

вертається з температурою $t_{к1}^{cn1}$, парове опалення, відстань від котельні до цеху 500 м;

Цех № 2 споживає пару тиском 1,4 МПа перегріту на 50 °С в кількості D_{cn2} (повертається 70 % конденсату з температурою $t_{к1}^{cn2}$), відстань від котельні 500 м;

Адміністративна будівля (2 поверхи по F м²) опалюється від котельні, що проектується, гаряче водопостачання розраховувати на n працівників, відстань від котельні 600 м.

Охолодження теплоносіїв у всіх трубопроводах прийняти на 2 °С.

Втрати теплоносія в паропроводах 0,2 %, в водяних трубопроводах 0,4 %.

Прийняти нормативні значення термічних опорів огорожень.

Система проектується для умов м. Києва.

Таблиця 10.2 – Початкові дані до завдання № 2

Варіант	а, м	Q_1 , МВт	$t_{к1}^{cn1}$, °С	D_{cn2} , т/год	$t_{к1}^{cn2}$, °С	F , м ²	n , люд.
0	50	20	80	50	80	500	300
1	80	40	50	70	90	900	150
2	100	90	70	60	40	1200	80
3	130	110	10	90	100	600	104
4	150	13	30	40	20	1500	600
5	220	54	90	10	60	700	120
6	350	83	40	100	92	2000	209
7	180	10	65	60	65	1800	107
8	90	17	85	50	80	3000	120
9	120	80	15	70	30	1700	300

ЗАВДАННЯ № 3 РОЗРОБКА ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ПАРОВОЇ ПРОМИСЛОВО-ОПАЛЮВАЛЬНОЇ КОТЕЛЬНОЇ

Початкові дані :

Паливо – природний газ з $Q_H^p = 34,0$ МДж/м³.

Споживачі :

Торговий зал (розмірами а´70´5) опалюється від котельні, гаряче водопостачання розраховувати на n_1 чол., витрати на вентиляцію розраховувати на однократний повітрообмін, відстань від котельні 500 м;

Цех № 1 (розмірами 50´80´15) споживає пару 0,8 МПа перегріту на 10 °С в кількості D_{cn2} (повертається $a_{к1}^{cn2}$ конденсату з температурою $t_{к1}^{cn2}$), опалюється від котельні, відстань від котельні 300 м;

Адміністративна будівля (5 поверхів по F м²) опалюється від котельні, що проектується, гаряче водопостачання розраховувати на n_3 працівників, відстань від котельні 200 м.

Охолодження теплоносіїв у всіх трубопроводах прийняти 2 °С.

Втрати теплоносія в паропроводах 0,1 %, в водяних трубопроводах 0,2 %.

Прийняти нормативні значення термічних опорів огорожень.

Система проектується для умов м. Полтави.

Таблиця 10.3 – Початкові дані до завдання № 3

Варіант	а, м	п ₁ , люд.	$\alpha_{к1}^{сп2}$, %	D _{сп2} , т/год	t _{к1} ^{сп2} , °C	F, м ²	п ₃ , люд.
0	50	20	80	50	80	500	300
1	80	40	50	70	90	900	150
2	100	90	70	60	40	1200	80
3	130	110	10	90	100	600	104
4	150	13	30	40	20	1500	600
5	220	54	90	10	60	700	120
6	350	83	40	100	92	2000	209
7	180	10	65	60	65	1800	107
8	90	17	85	50	80	3000	120
9	120	80	15	70	30	1700	300

ЗАВДАННЯ № 4

РОЗРОБКА ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ОПАЛЮВАЛЬНОЇ КОТЕЛЬНОЇ

Початкові дані :

Паливо – природний газ з $Q_H^P = 35$ МДж/м³.

Споживачі :

Цех № 1 (розмірами а'180'15) опалюється від котельні, гаряче водопостачання розраховувати на п₁ чол., відстань від котельні 300 м;

Адміністративна будівля (3 поверхи по F м²) опалюється від котельні, що проектується, гаряче водопостачання розраховувати на п₂ працівників, відстань від котельні 200 м.

Житловий мікрорайон (населення п₃ мешканців) забезпечується теплотою у вигляді опалення та гарячого водопостачання від котельні, відстань від котельні в середньому 2 км.

Втрати теплоносія в трубопроводах $\alpha_{втр}$.

Охолодження теплоносіїв у всіх трубопроводах прийняти $\Delta t_{охол}$.

Прийняти нормативні значення термічних опорів огорожень.

Система проектується для умов м. Одеси.

Таблиця 10.4 – Початкові дані до завдання № 4

Варіант	а, м	п ₁ , люд.	$\alpha_{втр}$, %	$\Delta t_{охол}$, °C	п ₂ , люд.	F, м ²	п ₃ , люд.
0	50	20	0,80	0,50	80	500	3000
1	80	40	0,50	0,70	90	900	15000
2	100	90	0,70	0,60	40	1200	8000
3	130	110	1,0	0,90	100	600	1004
4	150	13	3,0	0,40	20	1500	6000
5	220	54	0,90	1,0	60	700	1520
6	350	83	0,40	0,1	92	2000	2109
7	180	10	6,5	0,60	65	1800	10700
8	90	17	8,5	1,5	80	3000	12050
9	120	80	0,15	2,7	30	1700	30090

ЗАВДАННЯ № 5

РОЗРОБКА ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ОПАЛЮВАЛЬНОЇ КОТЕЛЬНОЇ

Початкові дані :

Паливо – мазут.

Споживачі :

Промислове підприємство з розрахунковими потребами опалення $Q_{оп}$, вентиляції $Q_{в}$, гарячого водопостачання $Q_{гвп}$, відстань від котельні 3000м.

Адміністративна будівля (N поверхів по F м²) опалюється від котельні, що проектується, гаряче водопостачання розраховувати на п₂ працівників, відстань від котельні 500 м.

Житловий мікрорайон (населення п₃ мешканців) забезпечується теплотою у вигляді опалення та гарячого водопостачання від котельні, відстань від котельні в середньому 10 км.

Охолодження теплоносіїв у всіх трубопроводах прийняти 2 °С.

Втрати теплоносія в водяних трубопроводах 2 %.

Прийняти нормативні значення термічних опорів огорожень.

Система проектується для умов м. Сімферополя.

Варіант	$Q_{оп}$ Гкал/год	$Q_{в}$, МВт	$Q_{гвп}$, МВт	N, шт.	F, м ²	п ₂ , люд	п ₃ , люд.
0	50	20	0,80	1	800	80	500
1	80	40	0,50	3	900	150	900
2	100	90	0,70	5	400	270	1200
3	130	110	1,0	7	1000	390	600
4	150	13	3,0	9	250	1400	1500
5	220	54	0,90	12	650	1654	700
6	350	83	0,40	4	902	128	2000
7	180	10	6,5	6	605	790	1800
8	90	17	8,5	2	800	560	3000
9	120	80	0,15	8	300	250	1700

ЛІТЕРАТУРА

1. Либерман Н. Б., Нянкoвская М. Т. Справочник по проектированию котельных установок систем централизованного теплоснабжения (общие вопросы проектирования и основное оборудование). – М.: Энергия, 1979. – 224 с.
2. Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов ДНАОПО.00-1.08-94. – Х.: Форт, 2000. – 184 с.
3. СНиП II-35-76. Котельные установки / ЦИТП Госстроя СССР.- М., 1977. – 47 с.
4. Бузников Е. Ф., Роддатис К. Ф., Берзиньш Э. Я. Производственные и отопительные котельные.— М.: Энергоатомиздат, 1984. – 248 с.
5. Основи проектування промислових та опалювальних котелень. Курсове проектування. Навч. посібник./ Под. ред. Боженко М.Ф. – К.: –Вища шк., 1992. – 280 с.
6. Ривкин С. Л., Александров А. А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1980. – 424 с.
7. Лившиц О. В. Справочник по водоподготовке котельных установок.— М. : Энергия, 1976. – 287 с.
8. Правила будови і безпечної експлуатації парових котлів з тиском пари не більше 0,07 МПа і водогрійних котлів і водопідігрівачів з температурою нагріву води не вище 115 °С. – К., 1996. – 127 с.
9. Шилов Е.Й., Гойко А.Ф., Ізмайлова Е.В. Складання кошторисної документації за допомогою укрупнених показників: Навч. посібник. –К.: КНУБА, 2001. – 127 с.
10. Чепурний М.М., Ткаченко С.Й., Бужинський В.В. Розрахунки теплових схем когенераційних установок. – Вінниця: ВНТУ, 2003. – 104с.

Додаток А

Таблиця А.1 – Технічні характеристики деяких котлоагрегатів

№	Марка	Паливо	Паровидатність, т/год	Тиск пари, МПа	Тип вентилятора	Тип димососа
Котлоагрегати парові						
1	Е 1/9 Г	Газ	1,0	0,9	ВД-2,7	Д-3,5
2	Е 1/9 М	Мазут	1,0	0,9	ВД-2,7	Д-3,5
3	Е 1/9 Т	Вугілля	1,0	0,9	ВД-2,7	Д-3,5
4	ДЕ-4-14 (24)*	Газ/мазут	4	1,4	ВДН-8	ВДН-9
5	ДЕ-6,5-14 (24)	Газ/мазут	6,5	1,4	ВДН-9	ВДН-10
6	ДЕ-10-14 (24)	Газ/мазут	10	1,4	ВДН-10	ВДН-10
7	ДЕ-16-14 (24)	Газ/мазут	16	1,4	ВДН-10	ДН-11,2
8	ДЕ-25-14 (24)	Газ/мазут	25	1,4	ВДН-12,5	ДН-12,5
9	КЕ-4-14 (24)	Вугілля	4	1,4	ВДН-8	ДН-9
10	КЕ-10-14 (24)	Вугілля	10	1,4	ВДН-9	ДН-12,5
11	КЕ-25-14 (24)	Вугілля	25	1,4	ВДН-12,5	ДН-15
12	БМ 35	Газ/мазут	35	4,0		828 Па**
13	ГМ-50-14	Газ/мазут	50	1,4		3080 Па**
14	К-50-14	Вугілля	50	1,4		1830 Па**
15	Е-50-40	Газ/мазут	50	4,0		1020 Па**
16	Е-50-40Н	Вугілля	50	4,0	3000 Па**	
17	Е-75-40Н	Газ/мазут	75	4,0	3000 Па**	

№	Марка	Паливо	Тепловидатність, Гкал/год	Тип вентилятора	Тип димососа
Котлоагрегати водогрійні					
1	КВ-ГМ 4	Газ/мазут	4,0	ВД-6	Д-8
2	КВ-ГМ 6,5	Газ/мазут	6,5	ВД-8	Д-10
3	КВ-ГМ 10	Газ/мазут	10	ВД-10	Д-12
4	КВ-ГМ 20	Газ/мазут	20	ВД-15,5	Д-15,5
5	КВ-ГМ 30	Газ/мазут	30	ВД	Д
6	КВ-ГМ 50	Газ/мазут	50	ВД	Д
7	КВ-ГМ 100	Газ/мазут	100	ВД-15,5 2шт	Д-18x2
8	КВ-ТС 4	Вугілля	4,0	ВД-8	Д-10
9	КВ-ТС 6,5	Вугілля	6,5	ВД-8	Д-12
10	КВ-ТС-10	Вугілля	10	ВД	Д (670 Па**)
11	КВ-ТС-20	Вугілля	20	ВД-12	Д-18
12	КВ-ТС-30	Вугілля	30	ВД	Д (960 Па**)

* – в дужках вказаний другий варіант котла по тиску перегрітої пари.

** – опір газоходу чи повітряної лінії.

Додаток Б

Таблиця Б.1 – Технічні характеристики деяких насосів

№ п/п	Марка	Подача, м ³ /год	Напір, МПа	ККД, %	Потужність електродвигуна, кВт
1	1,5К–8/19	6	0,203	44	1,5
2	1,5КМ–8/19	11	0,174	55,5	1,5
		14	0,14	53	1,5
3	2К–20–18	11	0,21	56	2,2
4	2КМ–20/18	20	0,185	68	2,2
5	2К–20–30	10	0,345	50,6	4
6	2КМ–20–30	20	0,308	64	4
		30	0,24	63,5	4
7	3К–45–30	30	0,348	62	7,5
		45	0,31	71	7,5
		54	0,27	71,5	7,5
8	3К–6	30,6	0,58	52	13
9	3КМ–6	45	0,54	63	13
		61	0,45	57	17
10	4К–90–20	60	0,257	76	7,5
		80	0,228	79,5	7,5
		100	0,189	77	7,5
11	4К–12	65	0,38	69	5,5
12	4КМ–12	90	0,34	77	5,5
		112	0,275	67	5,5
13	4К–8	65	0,61	62	22
		90	0,55	73	22
		112	0,45	66	22
14	4К–6	65	0,98	57	55
		90	0,87	65	55
		117	0,72	60	55
15	6КМ–12	162	0,2	80	17
16	6К–8	122	0,355	69	30
		162	0,325	78	30
		192	0,28	70	30
17	8К–18	220	0,207	77	22
		330	0,15	75	22
18	8К–12	220	0,33	76	40
		288	0,29	82	40
		330	0,25	75	40
19	Д200–36	200	0,36	72	40
20	Д200–95	200	0,95	70	75
21	Д320–50	230	0,5	76	75
22	Д320–70	320	0,7	78	100
23	Д500–36	500	0,38	80	110
24	Д500–65	500	0,65	76	132

Продовження таблиці Б.1

№ п/п	Марка	Подача, м ³ /год	Напір, МПа	ККД, %	Потужність електродвигуна, кВт
25	Д630–90	630	0,9	80	250
26	Д800–28	800	0,28	86	110
27	Д800–57	800	0,57	82	200
28	Д1000–40	1000	0,4	87	160
29	СЭ500–70	500	0,7	82	160
30	СЭ800–55	800	0,55	81	200
31	СЭ800–100	800	1,0	80	320
32	СЭ1250–70	1250	0,7	80	320
33	СЭ1250–140	1250	1,4	82	630
34	СЭ2500–60	2500	0,6	86	500
35	СЭ2500–180	2500	1,8	84	1600
36	10СД–6	486	0,74		160
37	12СД–9	800	0,55		200
38	12СД–10х2	800	1		320
39	14СД–9х2	1260	1,23		630
40	18СД–13	2500	1,89		1600
41	ЦН400–105	400	1,05	78	200
42	ЦН400–210	400	2,1	78	400
43	ЦН1000–180	1000	1,8	80	630
44	ПЭ65–40	65	3,9	65	125
45	ПЭ100–56	100	5,8	65	320
46	ПЭ250–40	250	3,9	75	370
47	ЦНСГ38–154	38	1,54		30
48	ЦНСГ38–176	38	1,76		30
49	ЦНСГ60–165	60	1,65		55
50	ЦНСГ60–198	60	1,98		55
51	ЦНСГ60–264	60	2,64		75
52	ЦВ–4/85	5	1,88		17
53	ЦВ–5/140	10	2,05		22
54	ЦВ–5/105	15	1,9		30
55	НКу–90	90	0,98	64	22
56	НКу–140	140	0,49	65	40
57	НКу–250	250	0,32	66	40
58	КС–10–55/2	10	0,55		5,5
59	КС–10–110/4	10	1,1		10
60	КС–30–150	30	1,5		22
61	КС–50–110	50	1,1		30
62	КС–80–155	80	1,55		55
63	2½ Кс-5х2	7,2...19	0,5	41...55	4,5...7
64	2½ Кс-5х4	8...13	11,3	34...45	10
65	3 Кс-6х2	15...25	0,5	50	10
66	3 Кс-6х4	21,6	1,0	55	10

Додаток В

Таблиця В.1 – Характеристики вакуумних деаераторів

Марка			Видатність, т/год	Напір на- сосу, МПа	Подача насоса, т/год
Деаератора	Охолодника випару	Ежектора			
ДВ-5	ОВВ-2	ЭВ-10	5	0,28	10
ДВ-15	ОВВ-2	ЭВ-10	15	0,28	10
ДВ-25	ОВВ-2	ЭВ-30	25	0,25	30
ДВ-50	ОВВ-8	ЭВ-30	50	0,25	30
ДВ-75	ОВВ-8	ЭВ-60	75	0,31	60
ДВ-100	ОВВ-8	ЭВ-60	100	0,31	60
ДВ-200	ОВВ-16	ЭВ-100	200	0,22	100
ДВ-400	вмонтований	ЭВ-220	400	0,32	220
ДВ-800	--/--/--/--	ЭВ-340	800	0,23	340
ДВ-1200	--/--/--/--	ЭВ-340	1200	0,23	340
ДВ-1600	--/--/--/--	ЭВ-600	1600	0,25	600

Додаток Г

Таблиця Г.1 – Характеристики швидкісних пароводяних підігрівників

Марка підігрівника	Діаметр корпусу, мм	Площа поверхні нагріву, м ²	Трубки		Площа живого перерізу, м ²	
			Довжина, мм	Кількість, шт	труб одного ходу f _{тр}	міжтрубного простору f _{мтр}
Двоходові з плоскими днищами						
ПП2-9-7-II	325/309	9,5	3000	68	0,0052	0,061
ПП2-17-7-II	426/412	17,2	3000	124	0,0096	0,108
ПП2-24-7-II	480/466	24.4	3000	176	0.0136	0,135
ПП2-6-2-II	325/309	6,3	2000	68	0.0052	0,061
ПП2-11-2-II	426/412	11,4	2000	124	0,0096	0.108
ПП2-16-2-II	480/466	16	2000	176	0,0136	0,135
Двоходові з еліптичними днищами						
ПП1-9-7-II	325/309	9.5	3000	68	0,0052	0,061
ПП1-17-7-II	426/419	17,2	3000	124	0,0096	0,108
ПП1-24.7-II	480/466	24,4	3000	176	0.0 I 36	0.135
ПП1-32-7-II	530/516	32	3000	232	0,018	0.162
ПП1-53-7-II	630/616	53,9	3000	392	0,0302	0.219
ПП1-76-7-II	720/704	76,8	3000	560	0,0432	0.277
ПП1-108-7-II	820/804	108	3000	792	0.0604	0,349
ПП1- 6-2-II	325/309	6,3	2000.	68	0,0052	0,061
ПП1-11-2-II	426/412	11,4	2000	124	0,0096	0,108
ПП1-16-2-II	480/466	16	2000	176	0.0136	0.135
ПП1-21-2-II	530/516	21,2	2000	232	0,018	0,162
ПП1-35-2-II	630/616	35,3	2000	392	0,0302	0.219
ПП1-50-2-II	720/704	50,5	2000	560	0,0432	0,277
ПП1-71-2-II	820/804	71	2000	792	0,0604	0.349
Чотириходові з плоскими днищами						
ПП2-9-7-IV	325/309	9,5	3000	68	0.0026	0,061
ПП2.17-7- IV	426/412	17,2	3000	124	0,0048	0,108
ПП2-24-7- IV	480/466	24.4	3000	176	0,0068	0,135
Чотириходові з еліптичними днищами						
ПП1-9-7-IV	325/309	9,5	3000	68	0.0026	0,061
ПП1-17-7-IV	426/412	17,2	3000	124	0,0048	0.108
ПП1-24-7-IV	480/466	24,4	3000	176	0,0068	0,135
ПП1-32-7-IV	530/516	32	3000	232	0.009	0,162
ПП1-53-7-1V	630/616	53,9	3000	392	0.0151	0.219
ПП1-76-7-IV	720/704	76,8	3000	560	0,0216	0.277
ПП1-108-7-IV	820/804	103	3000	792	0,0302	0,349

Таблиця Г.2 – Характеристики швидкісних секційних водоводяних теплообмінників

Марка підігрівника	Внутр. діаметр корпусу, мм	Площа поверхні нагріву, м ²	Трубки		Площа живого перерізу, м ²		Внутр. діаметр патрубка підведення води в міжтрубний простір
			довжина, мм	кількість, шт	труб одного ходу $f_{тр}$	міжтрубного простору $f_{мтр}$	
ПВ-z-01	50	0,37	2000	4	0,00062	0,00116	39
ПВ-z-02	50	0,75	4000	4	0,00032	0,00116	39
ПВ-z-03	69	0,65	2000	7	0,00108	0,00233	50
ПВ-z-04	69	1,31	4000	7	0,00108	0,00233	50
ПВ-z-05	82	1,11	2000	12	0,00185	0,00287	69
ПВ-z-06	82	2,24	4000	12	0,00185	0,00287	69
ПВ-z-07	106	1,76	2000	19	0,00293	0,005	82
ПВ-z-08	106	3,54	4000	19	0,00293	0,005	82
ПВ-z-09	158	3,4	2000	37	0,0057	0,0122	125
ПВ-z-10	158	6,9	4000	37	0,0057	0,0122	125
ПВ-z-11	207	5,89	2000	64	0,00985	0,02079	158
ПВ-z-12	207	12	4000	64	0,00985	0,02079	158
ПВ-z-13	259	10	2000	109	0,01679	0,03077	205
ПВ-z-14	259	20,3	4000	109	0,01679	0,03077	205
ПВ-z-15	309	13,9	2000	151	0,02325	0,04464	257
ПВ-z-16	309	28	4000	151	0,02325	0,04464	257
ПВ-z-17	359	19,8	2000	216	0,03325	0,05781	309
ПВ-z-18	359	40,1	4000	216	0,03325	0,05781	309
ПВ-z-19	408	25,8	2000	283	0,04356	0,07191	359
ПВ-z-20	408	52,5	4000	283	0,04356	0,07191	359
ПВ-z-21	512	41	2000	450	0,06927	0,11544	406
ПВ-z-22	512	83,4	4000	450	0,06927	0,22544	405

Примітки до табл.:

1. z – кількість секцій, якими комплектують теплообмінник; після z і номера теплообмінника (01...22, 26...47) записується: ТУ 78 УРСР 125—78.
2. Теплообмінники з номерами 01-22 розраховані на тиск до 1 МПа, ті ж марки теплообмінників, але з номерами 26 ...47 – на тиск до 1,6 МПа.

Додаток Д

Таблиця Д.1 – Технічні характеристики тягодуттєвих машин

№ п/п	Марка	Подача, тис. м ³ /год	Повний на- пір, Па	Максималь- ний ККД, %	Електрична по- тужність, кВт
Вентилятори					
1	ВД-2,7	1,0	1500	55	1,1
2	ВД-6	4,4	970	67	1,73
		6,5	217	67	5,75
3	ВД-8	8	980	67	3,18
		10	1720	67	7
4	ВД-10	15	1530	67	9,2
		20	2700	67	22,0
5	ВД-12	28	2200	67	25
		35	3900	67	55
6	ВД-13,5	45	2870	70	50
		60	5250	70	116
7	ВД-15,5	65	3750	70	98
		85	6650	70	220
8	ВД-18	85	3250	70	107
		105	5100	70	220
9	ВД-20	115	4050	70	180
		150	6300	70	360
10	ВДН-8	6,3	1060	82	2,4
11	ВДН-9	9,5	1320	82	4,3
12	ВДН-10	13	1640	82	7,2
13	ВДН-11,2	15	2070	82	12,8
14	ВДН-12,5	25	2580	82	22
Димососи					
1	Д-3,5	3,2	360	50	1,7
2	Д-8	8	600	61	1,4
		10	1080	61	4,4
3	Д-10	15	950	61	6,6
		20	1700	61	13,8
4	Д-12	28	1370	61	15,6
		35	2450	61	34
5	Д-15,5	65	2320	63	59
		85	4120	63	135
6	Д-18	85	2030	70	66
		105	3140	70	138
7	Д-20	115	2540	70	112
		150	3950	70	230
8	Д-18x2	143	2080	70	135
		180	3300	70	270
9	ДН-9	9,3	850	82	2,7
10	ДН-11,2	17,6	1320	82	8,7
11	ДН-12,5	24,2	1640	82	14,0

Навчальне видання

Станіслав Йосипович Ткаченко

Марко Миколайович Чепурний

Дмитро Вікторович Степанов

**РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ СХЕМ
І ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ
ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

Оригінал-макет підготовлено Степановим Д.В.

Редактор В.О. Дружиніна

Коректор З.В. Поліщук

Навчально-методичний відділ ВНТУ

Свідоцтво Держкомінформу України

серія ДК № 746 від 25.12.2001

21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ

Підписано до друку

Формат 29,7х42¹/₄

Друк різнографічний

Тираж _____ прим.

Зам. №

Гарнітура Times New Roman

Папір офсетний

Ум. друк. арк.

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі

Вінницького національного технічного університету

Свідоцтво Держкомінформу України

серія ДК № 746 від 25.12.2001

21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95.