

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Боженко М.Ф.

Енергозбереження в теплопостачанні

Текст лекцій

для студентів спеціальності «Теплоенергетика»

Затверджено вченою радою ТЕФ НТУУ «КПІ»

Київ
НТУУ «КПІ», ТЕФ
2015

Енергозбереження в теплопостачанні: текст лекцій для студентів спеціальності «Теплоенергетика» [Електронний ресурс] / Автор М.Ф. Боженко. Вид. 2-е, перероб. і доп. – Київ : НТУУ «КПІ», ТЕФ, 2015. - 225 с.

*Гриф надано вченою радою ТЕФ НТУУ «КПІ»
(Протокол № 2 від 28.09. 2015 р.)*

Е л е к т р о н н и й р е с у р с

Енергозбереження в теплопостачанні

Текст лекцій

для студентів спеціальності «Теплоенергетика»

Автор *Боженко Михайло Федорович*, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний редактор *В.М.Мінаковський*, канд.техн.наук, доц.

Рецензент *Г.М.Васильченко*, канд.техн.наук, доц.

ЗМІСТ

Програма дисципліни	6
Вступ	9
В.1. Визначення економічної доцільності енергозберігаючих заходів . .	13
Розділ 1. Утилізація теплоти димових газів в котельнях	20
1.1.Методика визначення параметрів димових газів на виході із котла - вході в теплоутилізатор	21
1.2. Поверхневі теплоутилізатори – калорифери	24
1.3. Контактні і контактні – поверхневі економайзери	30
1.3.1. Принцип дії контактних економайзерів	30
1.3.2. Конструкції контактних і контактні – поверхневих економайзерів	35
1.3.3. Розрахунки контактних економайзерів	51
1.3.3.1.Вибір типу установки та її розташування	51
1.3.3.2. Вибір напрямку руху теплоносіїв	53
1.3.4. Теплові розрахунки контактних економайзерів	55
1.3.4.1. Загальні підходи до визначення теплопродуктивності контактних економайзерів	56
1.3.4.2.Методика перевіркового теплового розрахунку КТАНів- утилізаторів	57
1.3.4.3. Методика теплового розрахунку екологічно чистої теплоутилізаційної установки	66
Розділ 2. Енергозбереження в житлових будівлях	80
2.1. Методика визначення енергетичної ефективності житлових та громадських будівель	80
2.2. Зменшення розрахункових втрат теплоти житловими будівлями при їх реконструкції	114
2.2.1. Додаткове утеплення зовнішніх стін	114
2.2.2. Зменшення розрахункових втрат теплоти через заповнення світлових отворів	122
2.3. Автоматизація регулювання витрат теплоти на опалення	

житлових будівель	132
2.3.1. Центральні теплові пункти	132
2.3.2. Індивідуальні теплові пункти	138
2.3.3. Економічні показники ефективності автоматичного регулювання витрати теплоти на опалення	144
2.4. Економія теплоти в системах гарячого водопостачання	147
2.4.1. Підвищення гідравлічної стійкості систем гарячого водопостачання	147
2.4.2. Ефективність ізоляції стояків системи гарячого водопостачання	149
2.4.3. Нормування витрати теплоти на гаряче водопостачання	149
2.4.4. Вибір оптимальної температури нагріву води у водонагрівачах	150
2.5. Удосконалення обладнання, яке використовується для теплопостачання споживачів	152
2.5.1. Підвищення ефективності та надійності кожухотрубчатих водонагрівачів	152
2.6. Системи опалення і ГВП "Вертикаль"	162
2.6.1. Опалювальна система "Вертикаль"	162
2.6.2. Теплопункт і система ГВП "Вертикаль"	165
Розділ 3. Енергозбереження в громадських будівлях	169
3.1 Автоматизація систем опалення і калориферних установок громадських будівель	169
3.2. Зниження витрати енергії при спільній дії систем водяного опалення і припливної вентиляції	179
3.2.1. Скорочення енергоспоживання за рахунок зменшення тепловіддачі систем водяного опалення	179
3.2.2. Скорочення енергоспоживання за рахунок переривчастого опалення	183
3.2.3. Скорочення енергоспоживання за рахунок переривистої вентиляції приміщень	184

Розділ 4. Утилізація теплоти вентиляційних викидів на промислових підприємствах та в громадських будівлях	186
4.1. Визначення економічної ефективності утилізації теплоти вентиляційних викидів	186
4.2. Характеристика та вибір обладнання для утилізації теплоти вентиляційних викидів	194
4.2.1. Тепло- аеродинамічні характеристики утилізаторів	194
4.2.2. Регенеративні обертові утилізатори	195
4.2.3. Пластинчасті теплоутилізатори	204
4.2.4. Теплоутилізатори з проміжним теплоносієм	209
4.2.5. Теплоутилізатори на базі теплових труб	218
4.2.6. Кондиціонери – теплоутилізатори	222

ПРОГРАМА ДИСЦИПЛІНИ

Вступ

Аналіз статистичних даних світових витрат органічного палива, його резервів.

Визначення необхідності енергозбереження в системах теплопостачання житлових, громадських будівель та промислових підприємств.

Характеристика енергозберігаючих заходів.

Закон України про енергозбереження

Тема В.1. Визначення економічної діяльності енергозберігаючих заходів

Види техніко-економічних задач, що вирішуються при реконструкції систем теплопостачання. Розрахункові формули для визначення приведених витрат та економічного ефекту. Термін окупності додаткових капіталовкладень для енергозберігаючого заходу. Інтервал економічно доступних варіантів енергозберігаючих заходів.

Розділ 1. Утилізація теплоти в котельнях

Тема 1.1. Біметалеві калорифери для утилізації теплоти димових газів

Загальні підходи до утилізації теплоти димових газів в котельнях.

Характеристика біметалевих калориферів. Режими роботи. Методика розрахунку параметрів димових газів на виході з котла - на вході в теплоутилізатор.

Вихідні дані для вибору калориферів. Визначення теплопродуктивності калориферів.

Розподіл теплового навантаження між калориферами. Методика теплового розрахунку біметалевих калориферів, визначення аеродинамічного та гідравлічного опорів.

Тема 1.2. Контактні та контактнo-поверхневі економайзери

Принцип дії контактних економайзерів, порівняльні їх характеристики.

Конструкція блочного контактного економайзера типу ЕКБ. Декарбонізаційна колонка.

Контактнo-поверхневий економайзер типу АЕМ-0,6.

Контактний теплообмінний апарат з активною насадкою (КТАН): принцип дії, характеристика його окремих вузлів, споживачі води, що нагрівається. Екологічно чиста теплоутилізаційна установка контактного типу.

Розрахунки контактних економайзерів.

Вибір типу установки та її розташування. Вибір напрямку руху теплоносіїв. Основні види теплових розрахунків контактних економайзерів, визначення теплової потужності.

Методика перевіркового теплового розрахунку КТАНів-утилізаторів. Вибір утилізатора, вихідні дані; теплoбалансовий розрахунок; визначення поверхні теплообміну. Аеродинамічний розрахунок газового тракту при встановленні КТАНів.

Методика розрахунків екологічно чистої теплоутилізаційної установки. Вихідні дані до розрахунків. Розрахунки контактного повітрянагрівача та контактного теплоутилізатора. Вибір та розрахунок проміжного теплообмінника. Оцінка екологічної ефективності установки. Розрахунок економічної ефективності.

Розділ 2. Енергозбереження в житлових та громадських будівлях

Тема 2.1. Методика визначення енергетичної ефективності житлових та громадських будівель

Показники енергетичної ефективності. Питомі витрати теплоти на опалення за опалювальний період. Максимально допустиме значення питомих тепловитрат на опалення. Класифікація будинків за енергоефективністю. Розрахункові витрати теплової енергії на опалення. Теплові втрати через огорожувальну оболонку. Загальний, приведений та умовний коефіцієнти теплопередачі. Кратність повітрообміну будинку. Теплові надходження через вікна від сонячної радіації в опалювальний період. Побутові надходження теплоти. Енергетичний паспорт будинку.

Тема 2.2. Зменшення розрахункових втрат теплоти житловими будівлями при реконструкції

Додаткове утеплення зовнішніх стін.

Матеріали, що використовуються для утеплення. Розрахунки нормативного опору теплопередачі зовнішніх обгородних конструкцій. Розрахунки ефективності при додатковому утепленні зовнішніх стін.

Зменшення розрахункових втрат теплоти через заповнення світлових отворів при їх повній заміні або при реконструкції. Вікна, що вентилюються.

Тема 2.3. Зменшення витрат теплоти на опалення та гаряче водопостачання житлових будівель

Автоматизація регулювання витрат теплоти житловими будівлями в центральних теплових пунктах при незалежному підключенні квартальних мереж опалення.

Автоматизація регулювання витрат теплоти в центральних теплових пунктах при залежному підключенні місцевих систем опалення до теплової мережі. Автоматизація індивідуальних теплових пунктів з місцевим центральним регулюванням опалення. Місцеве пофасадне регулювання опалення. Вертикальне регулювання витрат теплоти на опалення для висотних будівель. Індивідуальне регулювання тепловіддачі нагрівальних приборів у споживачів. Економічні показники ефективності автоматизованого регулювання витрат теплоти на опалення.

Економія теплоти в системах гарячого водопостачання. Підвищення гідравлічної стійкості систем ГВС. Ефективність ізоляції стояків системи ГВС. Вибір оптимальної температури нагріву води в водонагрівачах.

Удосконалення обладнання, що застосовується для теплопостачання споживачів. Підвищення ефективності та надійності кожухотрубних водонагрівачів. Пластинчасті теплообмінники в системах теплопостачання. Методика розрахунку водонагрівачів гарячого водопостачання з блоком опорних перетинків.

Опалювальна система “Вертикаль”. Схема системи, підходи до конструювання. Тепловий пункт і система гарячого водопостачання “Вертикаль”. Ефективність застосування систем “Вертикаль”.

Тема 2.4. Енергозбереження в громадських будівлях

Автоматизація систем опалення та калориферних установок громадських будівель. Регулювання витрат теплоти на опалення. Автоматизація періодичного режиму роботи систем повітряного опалення. Схеми кількісного та якісного регулювання параметрів повітря в зимовий період в центрах для його приготування для громадських будівель.

Наладка неавтоматизованих калориферних установок, які підключені безпосередньо до квартальної теплової мережі. Схема установки. Розрахунок дросельної діафрагми. Випробування системи в опалювальний період, визначення нового діаметра діафрагми. Попередження замерзання води в трубках калорифера.

Зменшення витрат енергії при спільній роботі систем водяного опалення та припливної вентиляції. Скорочення енергоспоживання за рахунок зменшення тепловіддачі систем водяного опалення. Скорочення енергоспоживання за рахунок перервного опалення. Скорочення енергоспоживання за рахунок перервної вентиляції приміщень.

Розділ 3. Утилізація теплоти вентвипадків в громадських будівлях та на промислових підприємствах

Тема 3.1. Визначення економічної ефективності утилізації теплоти вентвипадків

Характеристика теплоутилізаторів, що застосовуються для утилізації теплоти вентвипадків. Оцінка економічного ефекту утилізації. Приведені витрати. Капіталовкладення. Експлуатаційні витрати. Визначення річної витрати енергії, що утилізується. Врахування витрат енергії на попередження обмерзання утилізаторів.

Тема 3.2. Схеми утилізації, конструкції утилізаційного обладнання,

методика його розрахунків та вибору

Регенеративні обертові теплоутилізатори. Конструктивні особливості. Роторна насадка. Продувальний сектор. Теплоаеродинамічні характеристики. Методика вибору.

Схеми центрів для приготування повітря з регенеративними теплоутилізаторами.

Пластинчасті рекуперативні теплоутилізатори. Конструктивні характеристики. Теплоаеродинамічні характеристики. Методика вибору.

Теплоутилізатори з проміжним теплоносієм. Схема теплоутилізаційної установки. Характеристика обладнання. Проміжні теплоносії. Методика вибору та визначення теплоаеродинамічних характеристик.

Теплоутилізатори на базі теплових труб. Конструктивні особливості. Теплообмінники з теплових труб, розміщення, теплоносії. Теплоаеродинамічні характеристики. Методика розрахунків та вибору.

Кондиціонери-теплоутилізатори. Конструктивні особливості. Базові теплообмінники. Теплоаеродинамічні характеристики. Методика розрахунків та вибору.

НАВЧАЛЬНО - МЕТОДИЧНІ МАТЕРІАЛИ

Базова література

1. Боженко М.Ф., Сало В.П. Енергозбереження в теплопостачанні : Навч. посіб. – Київ. : НТУУ «КПІ», 2008. – 268 с.

2. Енергозбереження в теплопостачанні: текст лекцій у електронному вигляді для студентів спеціальності «Теплоенергетика» / Автор М.Ф.Боженко. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 200 с. Свідоцтво НМУ № Е 11/12 – 058 від 27.10. 2011 р., протокол № 2.

Допоміжна література

1. Аронов И .В. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа . - 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Недра, 1990. -280 с.

2. Энергосбережение в системах теплоснабжения вентиляции и кондиционирования воздуха; Справ. пособие/ Л.Д. Богуславский и др.; Под ред. Л. Д. Богуславского.- М.: Стройиздат, 1990.- 624 с.

3. Проектування котельень промислових підприємств. Курсове проектування з елементами САПР: Навч. посібник/ О. М. Алабовський, М. Ф. Боженко, Ю. В. Хоренженко.- К.: Вища школа, 1992. - 207 с.

4. Богословский В.Н., Поз М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления вентиляции и кондиционирования воздуха.- М.: Стройиздат, 1983.-320 с.

5. Енергозбереження в теплопостачанні: метод.вказівки до викон. розрахунк. і домаш. контрольних робіт для студ. напряму підгот. 6.0506.01 «Теплоенергетика» денної та заочної форм навчання і слухачів ін-ту перепідготовки та підвищ. кваліфікації / Уклад. М.Ф.Боженко. К.: НТУУ «КПІ», 2009. – 52 с.

6. Утилізація теплоти димових газів в котельнях. Метод. вказівки до викон. курсового проекту з дисципліни «Енергозбереження в теплопостачанні» для студ. спеціальності «Теплоенергетика» освітньо-кваліфікаційного рівня «спеціаліст» (7.05060101) та «магістр» (8.05060101) / Уклад.: М.Ф. Боженко, Ю.В. Шовкалюк. – К.: НТУУ «КПІ», ТЕФ, 2013. - 40 с.

7. «Джерела теплопостачання та споживачі теплоти», «Енергозбереження в теплопостачанні». Методичні вказівки до виконання практичних занять для студ. напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика» освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» і спеціальності «Теплоенергетика» освітньо-кваліфікаційного рівня «спеціаліст» (7.05060101) та «магістр» (8.05060101) / Уклад.: М.Ф. Боженко.– Київ : НТУУ «КПІ», ТЕФ, 2013. - 60 с.

ВСТУП

Джерела енергії поділяються на поновлювані і неоновлювані.

До поновлюваних видів енергії відносяться енергія сонця, вітру, геотермальні води і т. ін., і їх використання призводить до зменшення витрат неоновлюваних видів енергії, тобто цей фактор є позитивним з точки зору енергозбереження. Слід зазначити, що в Україні використовується біля 1 % поновлюваних видів енергії. Для порівняння, в таких країнах як Швеція або Норвегія цей показник сягає біля 14 %. Тобто у нас є широке поле діяльності для використання поновлюваних видів енергії в теплоенергетиці і ці питання розглядаються в окремій дисципліні.

До найбільш використовуваних видів неоновлюваних енергоносіїв відносяться вугілля, нафта та природний газ.

Щорічне світове споживання енергії складає більше 12 млрд.т умовного кам'яновугільного палива.

В таблиці В1 наведені наближені статистичні дані щодо запасів неоновлюваних видів енергії в світі.

Таблиця В1. Запаси неоновлюваних видів енергії

Неоновлюваний вид енергії	Запаси енергії, років	
	розвідані	перспективні (нерозвідані)
вугілля	350	2000
нафта	30	300
природний газ	50	200

Дані табл. В1 щодо запасів енергії наведені для умови незмінного щорічного споживання енергоносіїв. Але якщо врахувати їх щорічне збільшення, то наведені цифри потребують корегування в сторону зменшення, тобто запаси енергоносіїв вичерпаються у декілька разів швидше.

Оскільки найбільше запасів є у вугілля, то здавалося б, що необхідно перевести всі енергетичні та теплоенергетичні установки на його спалювання. Але збільшення прямого спалювання вугілля обмежується значним забрудненням довкілля.

Окрім цього, за останні роки паливо подорожчало. Наприклад, видобування вугілля в Донецькому басейні вже відбувається на глибині більше як 1 км і розробляються в основному тонкі шари вугілля (біля 60 см). Негативними факторами щодо використання вугілля в Україні є нестабільна політична ситуація, тобто багато шахт Донецького басейна або закриті, або знаходяться на непідконтрольній нашій державі території.

Перелічені негативні явища в енергопостачанні ставлять одним з завдань - зниження витрат енергії в системах теплопостачання житлових, громадських і промислових будівель. Якщо врахувати, що на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання витрачається біля 35 % всього твердого і газоподібного палива, що добувається, то результати енергозбереження при цьому можуть бути суттєвими. Також необхідно мати на увазі, що будь-який енергозберігаючий захід повинен бути економічно вигідним, і в першу чергу необхідно розглядати ті, які не потребують зовсім або потребують незначних додаткових капіталовкладень.

Всі енергозберігаючі заходи можна розділити на дві основні групи:

першу – ті, запровадження яких призводить до зниження витрати енергії на технологічні процеси;

другу – заходи, при запровадженні яких зменшуються витрати енергії на системи опалення, вентиляцію, кондиціонування повітря, гаряче водопостачання житлових, громадських та промислових будівель.

Заходи першої групи включають перехід на енергозберігаючі технологічні процеси і обладнання, підвищення ККД технологічних

процесів або обладнання (при їх удосконаленні); утилізація вторинних енергоресурсів для технологічних потреб.

До другої групи енергозберігаючих заходів відносяться використання поновлюваних джерел енергії (геотермальних вод, сонячної енергії) для гарячого водопостачання, опалення, вентиляції і кондиціонування повітря в будівлях різного призначення; оптимізація рівня теплового захисту будівель; зменшення втрат теплоти трубопроводами за рахунок використання теплоізоляції; підвищення ККД котелень; утилізація теплоти димових газів котелень; влаштування переривистого опалення; зменшення витрати теплоти на нагрівання зовнішнього повітря, що надходить до приміщень у холодний період року, за рахунок утилізації теплоти вентиляційних викидів; використання вторинних енергоресурсів для нагрівання припливного повітря і води в системах гарячого водопостачання; удосконалення систем опалення, вентиляції і кондиціонування повітря, гарячого водопостачання; автоматизація регулювання витрати теплоти на опалення; децентралізація теплопостачання споживачів і т. ін.

Розглянемо ряд дуже важливих моментів, пов'язаних з енергозбереженням:

а). в перехідний період до ринкової економіки – це культура споживання електроенергії, води в побуті, що стосується навчальних закладів, гуртожитків, різних організацій бюджетного профілю;

б). при використанні для вироблення електроенергії КЕС їх ККД складає біля 34 %, тобто до споживача надходить тільки третина витраченої енергії у вигляді палива, а 66 % її не використовується, тобто втрачається. В той же час при використанні ТЕЦ, якщо всю витрачену енергію прийняти за 100 %, то можна виробити 24 – 30 % електроенергії, 51 – 55 % теплоти у вигляді гарячої води, а втрати складають 15 – 25 %.

в). у масштабі країни необхідно провести аналіз встановлених потужностей наявних джерел і може виявитися така ситуація, що не буде потреби в будівництві нових.

г). аналіз використання різних систем опалення: на рідкому паливі; на газі; електроопалення; від блочної теплоелектроцентралі (БТЕЦ), що працює на природному газі; ТЕЦ, яка працює на вугіллі показує, що найбільш екологічно заощадливою є система опалення від БТЕЦ з дистанційною подачею теплоти і електроенергії споживачам.

Електроопалення є найбільш дороговартісним і брудним способом опалення, оскільки електроенергія виробляється, наприклад на КЕС з низьким ККД, при цьому при спалюванні вугілля значними є викиди в атмосферу оксидів азоту і сірки, а також твердих часток у вигляді летючої золи.

д). в багатьох житлових будівлях для приготування їжі встановлені електричні плити. Використання газу для цих потреб значно дешевше, окрім того зменшуються викиди шкідливих речовин в атмосферу (що має місце при виробленні електроенергії на електростанціях).

е). запровадження, де це можливо, децентралізованого тепlopостачання, оскільки при цьому будуть відсутні теплові мережі.

Питання енергозбереження в Україні регламентуються Законом України «Про енергозбереження», який був прийнятий Верховною Радою України 1 липня 1994 року (прокоментувати деякі основні статті цього закону).

Енергозбереження (згідно з Законом України “Про енергозбереження”) – це діяльність (організаційна, наукова, практична, інформаційна), яка спрямована на раціональне використання та економне витрачання первинної та перетвореної енергії і природних енергетичних ресурсів в національному господарстві і яка реалізується з використанням технічних, економічних та правових методів.

Дисципліна «Енергозбереження в теплопостачанні» для студентів очної форми навчання передбачає лекції (45 год), практичні заняття (27 год), три поточних контрольних роботи на практичних заняттях, самостійну роботу по вивченню та поглибленню лекційного матеріалу та виконанню домашніх практичних завдань.

Для оцінки успішності студентів розроблена відповідна рейтингова система, що затверджена кафедрою.

Рейтинг студента з дисципліни складається з балів, що він отримує за:

- 1) виконання аудиторних та домашніх індивідуальних завдань з практичних занять;
- 2) три поточних контрольних роботи;
- 3) відповідь на екзамені.

Максимальна кількість набраних балів – 100, при цьому 38 балів складає поточна робота студента і 62 бали – відповідь на екзамені.

Перелік літературних джерел, які рекомендуються студентам при вивченні дисципліни, наведений в програмі дисципліни.

В.1. Визначення економічної доцільності енергозберігаючих заходів

При проектуванні нових або при реконструкції наявних систем опалення, вентиляції і кондиціонування повітря можуть вирішуватися наступні типи техніко-економічних задач:

1. Є тільки один варіант енергозберігаючого заходу і його, з точки зору економічної ефективності, співставляють з так званим «базовим» варіантом, який не передбачає енергозберігаючих заходів.

2. Можуть бути використані декілька енергозберігаючих заходів (або один, але з різною кількістю зекономленої енергії при різних режимах роботи); всі вони співставляються за величиною досягнутого економоефекту між собою та з «базовим» варіантом.

3. Визначається економічно оптимальний варіант вирішення, тобто найкращий з усіх розглянутих.

При співставленні варіантів енергозберігаючого заходу необхідно підтримувати умови їх співставлення:

1) – за функціональним призначенням – потужності об'єкту та джерелу утилізованої енергії;

2) – за часом виникнення витрат та отримання ефекту;

3) – за цінами, які визначають витрати та економоефект;

4) – за методами визначення вартості показників, які приймаються в розрахунках;

5) – за використаними при проектуванні енергозберігаючих заходів нормам, правилам та технічним умовам;

6) – за умовами експлуатації;

7) – за ступінню деталізації проектних розробок варіантів енергозберігаючих заходів, що співставляються..

Економічна ефективність енергозберігаючих заходів визначається виходячи з економічної ефективності капіталовкладень в захід, тобто при цьому співставляються витрати і результати, які отримані при цих витратах. Економічно найбільш доцільним є варіант, при якому мінімальними є зведені витрати ($V_{зв.i}$), які визначаються за формулою

$$V_{зв.i} = V_{екс.i} + E_n K_i, \text{ грн/рік,}$$
$$\text{або } V_{зв.i} = V_{екс.i} z_n + K_i, \text{ грн,} \quad (B1)$$

де $V_{екс.i}$ – експлуатаційні витрати, грн/рік; K_i – капітальні вкладення, грн; E_n – нормативний коефіцієнт порівняльної ефективності капіталовкладень, 1/рік; z_n – нормативний термін окупності необхідних капіталовкладень, що досягається за рахунок зменшення експлуатаційних витрат ($z_n = 1/ E_n$), років.

В табл. В2 наведені нормативні коефіцієнти для різних галузей.

Таблиця В2. Нормативні коефіцієнти

Галузь	Нормативні коефіцієнти	
	z_n , років	E_n , 1/рік
енергетика	8,33	0,12
нова техніка	6,67	0,15
енергозбереження (тепловий захист будівель)	12,5	0,08

З використанням формули (В1) визначається економічний ефект енергозберігаючого заходу, який отримують при реалізації $i + 1$ - го заходу порівняно з i - м заходом

$$E\phi = B_{зв,i+1} - B_{зв,i}, \text{ грн/рік (грн)}, \quad (B2)$$

при цьому вибирають той варіант енергозберігаючого заходу, при якому величина економічного ефекту буде максимальною.

При визначенні економічного ефекту енергозберігаючого заходу також можна користуватися формулою, за якою визначають економоефект від впровадження нової техніки, тобто

$$E\phi = B_{зв,1} \phi - B_{зв,2}, \quad (B3)$$

де $B_{зв,1}$ і $B_{зв,2}$ – зведені витрати, які мали місце до і після запровадження енергозберігаючого заходу; ϕ – коефіцієнт врахування термінів служби обладнання.

$$\phi = (P_1 + E_n) / (P_2 + E_n), \quad (B4)$$

де P_1 і P_2 – частки відрахувань від вартості обладнання на повне поновлення витрат за варіантами, що співставляються (при різних термінах служби обладнання).

Коефіцієнти P_i залежать від терміну служби обладнання $z_{сл}$ (при збільшенні терміну служби обладнання величина P_i зменшується), вони

визначаються за довідковими даними, наприклад, при $z_{сл} = 3$ роки $P = 0,302$; при $z_{сл} = 10$ років $P = 0,063$; при $z_{сл} = 20$ років $P = 0,018$; і т. ін.

Нормативний коефіцієнт E_n для нової техніки беруть $0,15$.

Для розрахунку зведених витрат можливо використати і інтегральну формулу

$$B_{зв.i} = \sum_{j=n}^{\Phi} \alpha K_j + \sum_{j=1}^{\Phi} \alpha B_{екс.j} I, \quad (B5)$$

де α – коефіцієнт приведення різних за часом витрат до рівня поточного року; K_j – частка кошторисної вартості, що витрачена в j – му році, грн/рік; $B_{екс.j}$ – експлуатаційні витрати в j – му році, грн/рік; n – рік початку монтажу об'єкту; Φ – рік закінчення функціонування об'єкту (терміну дії); (величини n і Φ відраховуються від року вводу об'єкта в експлуатацію).

Коефіцієнт приведення визначається за формулою

$$\alpha = (1 + E_{н.п})^d, \quad (B6)$$

де d – кількість років, що відокремлюють витрати (або результати) даного року від базисного; $E_{н.п}$ – нормативний коефіцієнт для приведення різночасових витрат до рівня поточного року ($E_{н.п} = 0,08$ 1/рік).

Останній (базисний) береться як рік вводу проектуємого енергозберігаючого об'єкту в експлуатацію. Тому для витрат, які мають місце до цього року показник степеня d береться зі знаком плюс, а при наступних за базисним роками – зі знаком мінус.

Наприклад, при $d = 0$ величина $\alpha = 1$; при $d = + 5$ величина $\alpha = 1,462$; при $d = - 20$ величина $\alpha = 0,215$.

Якщо величина експлуатаційних витрат упродовж терміну функціонування об'єкту не змінюється, то формула (B5) може бути представлена у вигляді

$$B_{зв.} = \sum_{j=n}^{\Phi} \alpha K_j + \alpha B_{екс}, \quad (B7)$$

де $V_{\text{екс}}$ – річні експлуатаційні витрати, грн/рік; Y – коефіцієнт, який використовується для приведення однакових за величиною експлуатаційних витрат до рівня базисного року.

$$Y = (\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_\Phi,$$

де $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_\Phi$ – значення коефіцієнтів у відповідні роки функціонування об'єкту.

Величина Y визначається за довідковими даними. Наприклад, при $\Phi = 1$ величина $Y = 0,96$; при $\Phi = 10$ величина $Y = 6,97$; при $\Phi = 20$ величина $Y = 10,2$; при $\Phi \geq 40$ величина $Y = 12,5$.

За відповідними залежностями також можна розрахувати зведені витрати і при зміні експлуатаційних витрат упродовж терміну функціонування об'єкту.

При визначенні зведених витрат рекомендуються формули (B1) використовувати при співставленні варіантів систем опалення і вентиляції в стаціонарних будівлях. При цьому прилади автоматичного регулювання систем повинні мати однаковий термін експлуатації і надійність, а термін служби систем опалення і вентиляції не повинен бути менше, ніж термін окупності відповідних капіталовкладень. Ці ж формули можна використовувати і для визначення економічної доцільності рівня теплового захисту будівель.

За формулами (B5), (B7) можна вирішувати ті ж задачі, а також співставляти варіанти, які відрізняються один від одного терміном служби відповідної нової техніки.

Але слід мати на увазі, що економічну доцільність теплоутилізаторів відомих і же запроваджених типів слід визначати за формулами (B1).

У разі співставлення енергозберігаючого варіанта проектного рішення з базовим варіантом, де не передбачено енергозберігаючого заходу,

визначається термін окупності капіталовкладень (z , років), які необхідні для здійснення енергозберігаючого заходу

$$z = (\Delta K / \Delta V_{\text{екс}}) \leq z_{\text{н}}, \quad (\text{B8})$$

де ΔK – різниця капіталовкладень для варіантів, що співставляються; $\Delta V_{\text{екс}}$ – різниця експлуатаційних витрат для тих же варіантів.

З урахуванням того, що експлуатаційні витрати за роками змінюються, то необхідно визначати їх середню величину за «Ф» років, тобто

$$\Delta V_{\text{екс}} = \sum V_{\text{екс}} / \Phi.$$

Якщо додаткові капіталовкладення здійснюються упродовж декількох років, то замість величини ΔK необхідно брати величину (μK), тоді

$$z = \mu K \Phi / \sum V_{\text{екс}}. \quad (\text{B9})$$

Оптимізаційні формули, за якими виявляється економічно оптимальний варіант в умовах, що розглядаються, складаються на базі відповідної формули, яка визначає величину зведених витрат.

Мінімум зведених витрат визначається диференціюванням останньої формули за перемінною невідомою величиною і прирівнюванням нулю отриманої першої похідної.

При співставленні варіантів енергозберігаючого заходу необхідно також враховувати наступні додаткові фактори:

- ступінь експлуатаційної надійності системи або її елементу;
- вартість утилізації вторинних енергоресурсів, які містяться у видалюваному повітрі;
- ступінь комфортності, що створюється системами опалення, вентиляції та кондиціонування повітря.

Врахування цих факторів здійснюють за відповідними залежностями.

На заключній стадії переходять від економічно найбільш доцільного варіанта до інтервалу економічно припустимих варіантів проектного рішення.

Інколи на практиці оптимальний варіант здійснити неможливо, наприклад, за наступними причинами:

- оптимальні величини не співпадають з тими, які наведені в стандартах (діаметри або перерізи повітропроводів);
- конструктивно неможливо прокласти повітропровід, якщо невеликі оптимальні швидкості повітря;
- оптимальний варіант не припустимий за санітарними вимогами (оптимальний опір теплопередачі менше припустимого).

Тому, при економічному співставленні різних варіантів необхідно визначати не тільки оптимальний, але також і ті з них, які знаходяться в інтервалі економічно припустимих варіантів. Величина цього інтервалу залежить від галузі промисловості або народного господарства, стадії проектування і ін. факторів.

Припустима різниця ($V_{зв} - V_{зв.min}$) для різних об'єктів може лежати в межах від 1 до 8 %.

Розділ 1. УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ДИМОВИХ ГАЗІВ В КОТЕЛЬНЯХ

Загальні можливі заходи з утилізації теплоти в котельнях (розглядалися при вивченні дисципліни «Джерела теплопостачання та споживачі теплоти»):

1. Утилізація теплоти продувальної води парових котлів.
2. Утилізація теплоти випару деаераторів.
3. Утилізація теплоти конденсату мазутного господарства.
4. Утилізація теплоти холодильників відбору проб.

5. Використання для зниження тиску пари від P_1 (виробляється в котлі) до P_2 (надходить до споживача) РОУ. Наприклад, в котельнях систем централізованого теплопостачання величина $P_1 = 1,4$ МПа або $2,4$ МПа. Величина P_2 складає $0,6 \dots 1,2$ МПа. Таким чином, перепад тисків $P_1 - P_2$ безкорисно втрачається в РОУ. Доцільніше було б вибирати парові котли, у яких $P_1 \approx P_2$, або для зниження тиску пари встановити протитискову малогабаритну турбіну для вироблення електричної енергії власних потреб котельні.

6. Утилізація теплоти відхідних димових газів парових та водогрійних котлів.

Більш детально зупинимося на останньому енергозберігаючому заході.

Відомо, що температура димових газів за паровими і водогрійними котлами, які встановлені в котельнях, перевищує 140 °С, тобто $\Theta_{\text{відх}} > 140$ °С. Втрати теплоти з димовими газами прямо пропорційно залежать від цієї температури [$q_2 = f(\Theta_{\text{yx}})$], тому актуальним завданням є використання утилізаторів для зниження температури газів, що відходять. Останнє призведе до збільшення ККД котла ($\Theta_{\text{yx}} \downarrow \rightarrow q_2 \downarrow \rightarrow \eta_{\text{к}} \uparrow$).

Найбільш поширеними теплоутилізаторами в котельнях є калорифери і

контактні економайзери, а також теплоутилізатори на теплових трубах, які можуть бути використані для нагріву сирової, хімічно очищеної води, а також води, що подається на гаряче водопостачання (ГВП) споживачів (при централізованому приготуванні води ГВП в котельнях) та нагріву води для низькотемпературних систем опалення, обігріву теплиць і т.ін.

Теплоутилізатори будь-якого типу встановлюються за котлами, в яких спалюється природний газ.

1.1. Методика визначення параметрів димових газів на виході із котла - вході в теплоутилізатор

Вихідні дані :

- тип, марка і кількість котлів;
- температура димових газів за котлом t'_r , °С ;
- коефіцієнт надлишку повітря за котлом $\alpha_{\text{відх}}$;
- витрата природного газу на котел V_k , м³/год ;
- вологовміст повітря, d_n , кг/кг с.п і природного газу $d_{\text{пл}}$, кг/кг с.пл;
- склад природного газу, в % за об'ємом:
 CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 , C_4H_{10} , C_5H_{12} , N_2 , O_2 , CO , CO_2 , H_2S ;
- теплота згоряння Q_n^c , кДж/м³, та густина природного газу ρ_r^c , кг/м³.

Якщо відомим є родовище природного газу або газопровід, по якому він транспортується, то з довідкової літератури беруть теоретичний об'єм повітря для спалювання 1м³ газу, V_n^o м³/м³ ; теоретичні об'єми складових димових газів, які віднесені до 1м³ палива, м³/м³ : трьохатомних газів $V_{RO_2}^o$, азоту $V_{N_2}^o$, водяної пари $V_{H_2O}^o$, та теоретичний об'єм димових газів V_r^o , м³/м³ .

Визначити:

- масу сухих димових газів G_r^c , кг/м³;

- вологовміст продуктів згоряння d'_r , кг/кг с.г;
- ентальпію продуктів згоряння h'_r , кДж/кг с.г;
- масову витрату сухих продуктів згоряння L_r^c , кг/с.

Розрахунок

1. Визначають теоретичні об'єми повітря і складових продуктів згоряння, якщо вони не є відомими:

- теоретично необхідний об'єм повітря для спалювання 1 м^3 газоподібного палива, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_n^o = 0,0476[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + 2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10} + 8C_5H_{12} - O_2] \quad ; \quad (1.1)$$

- теоретичний об'єм трьохатомних газів, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{RO_2}^o = 0,01[CO_2 + CO + H_2S + CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10} + 5C_5H_{12}]; \quad (1.2)$$

- теоретичний об'єм азоту, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{N_2}^o = 0,79V_n^o + N_2 / 100; \quad (1.3)$$

- теоретичний об'єм водяної пари, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{H_2O}^o = 0,01[H_2S + H_2 + 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10} + 6C_5H_{12} + 0,124d'] + 0,0161V^o \quad ; \quad (1.4)$$

де $d'_{пл}$ – вологовміст газоподібного палива, який віднесений до 1 м^3 сухого газу, $\text{г}/\text{м}^3$; ($d'_{пл} = 1000 d_{пл} \rho_r^c$).

2. Визначають дійсний об'єм водяної пари в димових газах, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^{oo} + [1,6\alpha_{вдх}(d_n - 0,01) + 0,0161(\alpha_{вдх} - 1)]V_n \quad (1.5)$$

3. Дійсний об'єм димових газів, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_r = V_{RO_2}^o + V_{N_2}^o + V_{H_2O} + (\alpha_{вдх} - 1)V_n \quad (1.6)$$

4. Маса сухих димових газів, яка віднесена до 1 м^3 палива, $\text{кг}/\text{м}^3$

$$G_{\Gamma}^c = V_{RO_2}^o \rho_{RO_2} + V_{N_2}^o \rho_{N_2} + V_{\Pi}^o \rho_{c.\Pi} (\alpha_{\text{вiдх}} - 1), \quad (1.7)$$

де ρ_{RO_2} , ρ_{N_2} , $\rho_{c.\Pi}$ – густина трьохатомних газів, азоту, сухого повітря, відповідно, кг/м³.

За літературними даними беруть величини густин при нормальних умовах: $\rho_{RO_2} = 1,96$ кг/м³, $\rho_{N_2} = 1,25$ кг/м³, $\rho_{c.\Pi} = 1,293$ кг/м³.

5. Маса вологих димових газів, яка віднесена до 1м³ палива, кг/м³

$$G_{\Gamma} = G_{\Gamma}^c + G_{H_2O} = G_{\Gamma}^c + V_{H_2O} \rho_{H_2O}, \quad (1.8)$$

де ρ_{H_2O} – густина водяної пари в димових газах, кг/м³.

За літературними даними при нормальних умовах $\rho_{H_2O} = 0,804$ кг/м³.

6. Вологовміст димових газів на виході із котла – на вході в теплоутилізатор, кг/кг с.г

$$d'_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma} - G_{\Gamma}^c}{G_{\Gamma}^c} = \frac{V_{H_2O} \rho_{H_2O}}{G_{\Gamma}^c}. \quad (1.9)$$

7. Ентальпія димових газів на виході із котла – на вході в теплоутилізатор, кДж/кг с.г

$$h'_{\Gamma} = c_{c.\Gamma} t'_{\Gamma} + (2500 + c_{\Pi} t'_{\Gamma}) d'_{\Gamma}, \quad (1.10)$$

де $c_{c.\Gamma}$ і c_{Π} – теплоємність сухих димових газів і водяної пари в димових газах відповідно, кДж/(кг · К).

За літературними даними можна брати $c_{c.\Gamma} = 1$ кДж/(кг · К), а $c_{\Pi} = 1,97$ кДж/(кг · К).

8. Масова витрата сухих димових газів на виході із котла, кг/с

$$L_{\Gamma i}^c = \frac{B_{ki}}{3600} G_{\Gamma}^c. \quad (1.11)$$

1.2. Поверхневі теплоутилізатори – калорифери

На відміну від систем механічної вентиляції, де калорифери використовують для нагріву припливного повітря гарячою водою, в калориферах-утилізаторах продукти згоряння газоподібного палива нагрівають воду, при цьому димові гази омивають зовнішню поверхню оребрених труб, усередині яких протікає вода.

Найбільш поширеними для утилізації теплоти димових газів є біметалеві спірально-навивні калорифери типу КСк 3 (три ряди труб за напрямком руху димових газів) або КСк 4 (чотири ряди труб за напрямком руху димових газів).

Калорифери експлуатують в “сухому” режимі, тобто процес охолодження продуктів згоряння протікає при їх постійному вологовмісті ($d'_r = d''_r$), а кінцева температура димових газів після калорифера має бути більшою за температуру точки роси димових газів (практично $t''_r \geq 60^\circ\text{C}$).

Методика вибору калориферів

За відомими маркою та кількістю котлів, величинами $t'_{гi}$, $\alpha_{\text{вдх}}$, B_{ki} і іншими вихідними даними за формулами (1.1) – (1.11) або тільки за формулами (1.5) – (1.11) визначають параметри димових газів на виході із котлів – вході в калорифери, тобто в кінцевому разі отримують величини G_r^c , d'_r , $h'_{гi}$, $L'_{гi}$.

Заданими є також витрати води, що нагрівається $G_{\text{вi}}$, температури води на вході в калорифер $t'_{\text{вi}}$ і на виході з нього $t''_{\text{вi}}$, або витрати води $G_{\text{вi}}$ і температури води на вході в калорифер $t'_{\text{вi}}$.

Розрахунок

1. *Визначення теплопродуктивності і розподіл теплового навантаження між калориферними установками*

- Беруть температуру димових газів на виході з калориферів $t_r'' = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ і визначають ентальпію димових газів на виході з них, кДж/кг с.г

$$h_r'' = 1t_r'' + (2500 + 1,97t_r'')d_r'. \quad (1.12)$$

- Визначають можливу теплопродуктивність калориферів за димовими газами за кожним з котлів, кВт

$$Q_{ri} = L_{ri}^c (h_r' - h_r''). \quad (1.13)$$

- Сумарна можлива теплопродуктивність калориферних установок котельні за димовими газами, кВт

$$Q_r = Q_{r.п} N_{п} + Q_{r.в} N_{в}, \quad (1.14)$$

де $Q_{r.п}$ і $Q_{r.в}$ – можлива теплопродуктивність калориферів за кожним з парових і водогрійних котлів відповідно, кВт; $N_{п}$ і $N_{в}$ – кількість встановлених в котельні парових і водогрійних котлів відповідно.

- Теплове навантаження за одним із потоків води, що нагрівається, наприклад, за сирою водою, кВт

$$Q_{с.в} = G_{с.в} c_{в} (t_{с.в}'' - t_{с.в}'), \quad (1.15)$$

де $G_{с.в}$ – масова витрата сирової води, кг/с; $c_{в}$ – теплоємність води, кДж/(кг · К), яку можна брати 4,19 кДж/(кг · К); $t_{с.в}''$ і $t_{с.в}'$ – температури сирової води на виході з калорифера та вході до нього відповідно, $^\circ\text{C}$.

- Розподіляють теплове навантаження за сирою водою між калориферами, які встановлені за одним або декількома котлами, причому для пароводогрійних котелень в першу чергу для нагріву сирової води завантажують калорифери за паровими котлами.

- Визначають можливу теплопродуктивність калориферних установок для нагріву хімічно очищеної води, кВт

$$Q_{хво} = Q_r - Q_{с.в}. \quad (1.16)$$

- Якщо $Q_{хво} > 0$, то визначають можливу температуру хімічно

очищеної води на виході з відповідних калориферів, °С

$$t''_{\text{хво}} = t''_{\text{с.в}} + \frac{Q_{\text{хво}}}{G_{\text{хво}} c_{\text{в}}}, \quad (1.17)$$

де $G_{\text{хво}}$ – масова витрата хімічно очищеної води, кг/с.

Якщо отримана температура $t''_{\text{хво}} > 94$ °С (при направленні хімічно очищеної води в атмосферний деаератор) або $t''_{\text{хво}} > 60$ °С (при направленні хімічно очищеної води в вакуумний деаератор), то беруть дійсну температуру хімічно очищеної води $t''_{\text{хво.д}} = 94$ °С або $t''_{\text{хво.д}} = 60$ °С і уточнюють теплове навантаження калориферних установок за хімічно очищеною водою

$$Q_{\text{хво.д}} = G_{\text{хво}} c_{\text{в}} (t''_{\text{хво.д}} - t''_{\text{с.в}}) \quad (1.18)$$

Оскільки можлива теплопродуктивність калориферних установок у цьому випадку використана не повністю, тобто $Q_{\text{хво.д}} < Q_{\text{хво}}$, то в наступному необхідно або зменшити масову витрату сухих продуктів згоряння $L_{\text{г}}^{\text{с}}$, або збільшити кінцеву температуру димових газів $t''_{\text{г}}$ за деякими калориферами, для чого використовується рівняння теплового балансу

$$Q_{\text{хво.д}} = L_{\text{г}}^{\text{с}} (h'_{\text{г}} - h''_{\text{г}}).$$

Якщо беруть перший варіант, то необхідна витрата сухих продуктів згоряння

$$L_{\text{г}}^{\text{с}} = \frac{Q_{\text{хво.д}}}{(h'_{\text{г}} - h''_{\text{г}})}. \quad (1.19)$$

Якщо беруть другий варіант, то спочатку визначають ентальпію димових газів на виході з калорифера

$$h''_{\text{г}} = h'_{\text{г}} - \frac{Q_{\text{хво.д}}}{L_{\text{г}}^{\text{с}}},$$

а потім з рівняння (1.12) – необхідну температуру димових газів за калорифером

$$t_r'' = \frac{h_r'' - 2500d_r'}{1 + 1,97d_r'}$$

2. Розрахунок і вибір калориферних установок за котлами

Вихідні дані (для калориферної установки, яка встановлена за одним з котлів) :

- теплове навантаження Q_k , кВт;
- параметри димових газів
 - масова витрата L_r^c , кг/с ;
 - температура на вході t_r' , °С ;
 - температура на виході t_r'' , °С ;
- параметри води, що нагрівається
 - масова витрата G_b , кг/с ;
 - температура на вході t_b' , °С ;
 - температура на виході t_b'' , °С .

Розрахунок

- Беруть масову швидкість руху димових газів $(\rho v)_r$ в інтервалі 1,5 – 7 кг/(с·м²) [практично 3,5 – 5 кг/(см²)] і визначають орієнтовну площу фронтального перерізу для проходження димових газів, м²

$$f_1 = \frac{L_r^c}{(\rho v)_r} . \quad (1.20)$$

- За довідковими даними вибирають один або декілька калориферів з дійсною площею фронтального перерізу f_d , яка наближена до визначеної f_1 . Калорифери в установці повинні бути однієї моделі та номеру, а їхня кількість – по можливості мінімальна.

Для вибраного калорифера випишують його технічні характеристики :

- модель і номер;
- площу поверхні нагріву F_d , м²;

- площу фронтального перерізу за димовими газами $f_d, \text{м}^2$;
- площу живого перерізу за водою $f_b, \text{м}^2$;
- кількість калориферів N , шт.

- Уточнюють масову швидкість димових газів, $\text{кг}/(\text{см}^2)$

$$(\rho v)_d = \frac{L_d^c}{f_d N}. \quad (1.21)$$

- Визначають швидкість руху води в трубках калорифера, $\text{м}/\text{с}$

$$\omega_b = \frac{G_b}{f_b \rho_b n_k}, \quad (1.22)$$

де ρ_b – густина води при температурі $\bar{t}_b = 0,5(t'_b + t''_b)$, $\text{кг}/\text{м}^3$; n_k – кількість паралельно підключених калориферів за напрямком руху води (можливо $n_k = N$).

Якщо $\omega_b > 1,2 \text{ м}/\text{с}$, то необхідно повернутися до вибору номера і кількості калориферів, зменшуючи величину $(\rho v)_d$ до мінімально можливої, тобто збільшуючи кількість калориферів.

- В залежності від масової швидкості димових газів і швидкості руху води за довідковими даними визначають коефіцієнт теплопередачі K , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

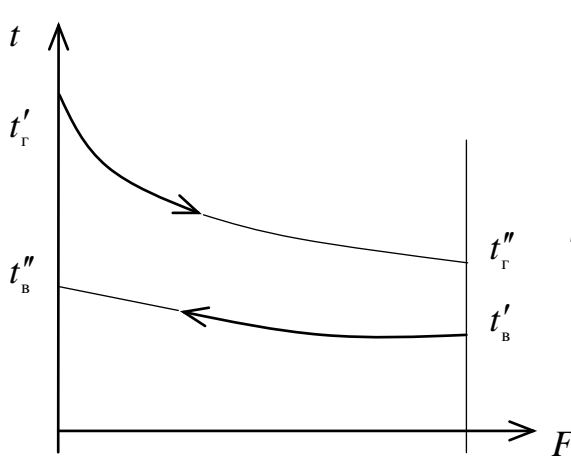
- Середній температурний напір в калорифері (для перехресної течії теплоносіїв)

$$\bar{\Delta t} = \bar{\Delta t}_{\text{прот}} \varepsilon_{\Delta t}, \quad (1.23)$$

де $\bar{\Delta t}_{\text{прот}}$ – середній температурний напір для протиплинної схеми руху теплоносіїв, $^{\circ}\text{C}$ (рис. 1.1); $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправка на перехресну течію (в практичних розрахунках беруть 0,97).

Необхідна поверхня нагрівання калориферної установки, м^2

$$F_T = \frac{Q_k \cdot 10^3}{K \Delta t} \quad (1.24)$$



$$\overline{\Delta t}_{\text{прот}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}, \quad (1.25)$$

де Δt_6 і Δt_M - більша і менша різниця температур відповідно, °С. Наприклад,

$$\Delta t_6 = t'_Г - t''_Б, \text{ а } \Delta t_M = t''_Г - t'_Б.$$

Рис.1.1. Графік зміни температур теплоносіїв

- Запас дійсної поверхні нагрівання по відношенню до теоретично необхідної, %

$$\delta F = \frac{F_d N - F_T}{F_d N} 100 \quad (1.26)$$

Величина δF повинна бути в межах 10–20%. Якщо ця умова не виконується, то, в разі $F_d N > F_T$, зменшують кількість калориферів, або вибирають іншу модель і номер, і розрахунок повторюють.

Якщо $F_T > F_d N$, то можливе збільшення кількості вибраних калориферів.

- Складають схему підключення вибраної калориферної установки за димовими газами і водою, що нагрівається, і визначають аеродинамічний опір установки продуктам згоряння ($P_{д.г}$, Па) і гідравлічний опір проходженню води ($P_в$, кПа) відповідно.

$$P_{д.г} = \Delta P_a n_{Г}, \quad (1.27)$$

$$P_в = \rho \omega_B^2, \quad (1.28)$$

де ΔP_a – аеродинамічний опір одного калорифера, Па (визначається за довідковими даними у залежності від масової швидкості димових газів);

n_r – кількість послідовно встановлених калориферів за напрямком руху димових газів; ϵ – коефіцієнт, який залежить від моделі і номера калорифера (визначається за довідковими даними); n_b – кількість послідовно встановлених калориферів за напрямком руху води.

1.3. Контактні і контактні – поверхневі економайзери

1.3.1. Принцип дії контактних економайзерів

Поверхнею нагріву в контактних економайзерах є поверхня плівки, крапель і струменів води, через яку відбувається тепло- і масообмін між димовими газами і водою. Димові гази віддають воді не тільки „явну”, але й „приховану” теплоту, тобто $Q = Q_{я} + Q_{прих}$.

Контактний нагрів води доцільний, як вказувалося вище, при спалюванні природного газу, оскільки в продуктах згоряння відсутні оксиди сірки і тверді домішки, що дає можливість безпосереднього використання нагрітої води.

Найбільш ефективною роботою економайзерів є режими, коли кінцева температура води не перевищує температуру точки роси димових газів, тобто 50-55 °С, а початкова температура води теоретично наближена до нуля. Тому контактні економайзери доцільно використовувати для нагріву води, яка надходить в систему гарячого водопостачання, а також для нагріву сирової і хімічно очищеної води (власні потреби котельні). Окрім цього, контактні економайзери можуть бути використані для нагріву води, яка циркулює в низькотемпературних системах опалення (нагрівальні панелі стелі або підлоги, підґрунтовий обігрів теплиць).

Конструктивно контактні економайзери складаються з основного елемента – контактної камери, яка призначена для забезпечення розвинутої поверхні контакту димових газів і води. Економайзери можуть

бути форсунковими, каскадними (поличними), насадковими, барботажними і пінними.

Наведемо коротку характеристику перелічених контактних камер.

- *Форсункові камери* – див. рис. 1.2.

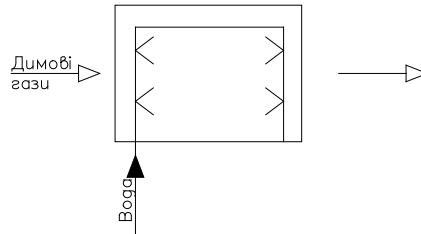


Рис. 1.2. Принципова конструкція форсункової камери

В форсунковій камері встановлені форсунки для розпилення води. Відбувається безпосередній контакт крапель води з димовими газами, в результаті вода нагрівається.

Перевагою форсункових камер є їх простота.

Недоліком форсункових камер є обмеження швидкості димових газів до значень $w_{д.г} \leq 2 \dots 3$ м/с унаслідок можливого винесення води з камери. При зменшенні швидкості води зменшується коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до води, що призводить до збільшення площі теплопередавальної поверхні F і, відповідно, до збільшення розмірів камери.

- *Каскадні камери* – див рис. 1.3, за конструкцією і принципом дії подібні до деаераційних колонок.

Зверху камери надходить вихідна вода, яка перетікає з однієї полички на іншу, а назустріч потоку води рухаються димові газу, в результаті безпосереднього контакту між димовими газами та водою остання нагрівається і надходить до споживачів.

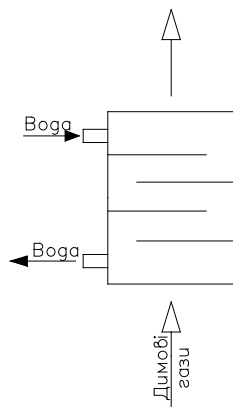


Рис. 1.3. Принципова конструкція каскадної камери

Недоліком каскадних, як і форсункових, камер, є невисока інтенсивність процесу тепломасообміну, що призводить до громіздкості їх конструкції.

- *Барботажні камери* – див. рис. 1.4.

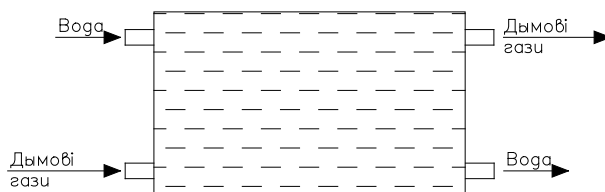


Рис. 1.4. Принципова конструкція барботажної камери

В барботажних камерах димові гази проходять через товщу води, нагріваючи її.

Недоліком барботажних камер є підвищений опір шару води P_v , що потребує встановлення високонапірного димососу зі сторони гарячих димових газів, а це призводить до збільшення капітальних витрат в теплоутилізаційну установку.

- *Пінні камери* – див. рис. 1.5.

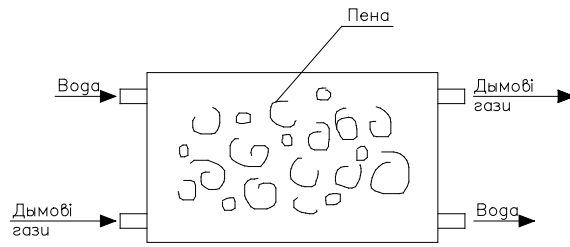


Рис. 1.5. Принципова конструкція пінної камери

Одержання піни сприяє збільшенню поверхні теплообміну, що є позитивним фактором, але до недоліку пінних камер відноситься збільшений її опір, що також, як і для барботажних камер, потребує встановлення високонапірного димососа зі сторони димових газів, а це призводить до збільшення капітальних витрат в установку.

• *Насадкові камери* – є найбільш поширеними. Вони заповнюються кислотостійкими керамічними кільцями Рашига (див. рис. 1.6) або сідловинними насадками, рейками, сітчастою насадкою (див. рис. 1.7) і т.ін.

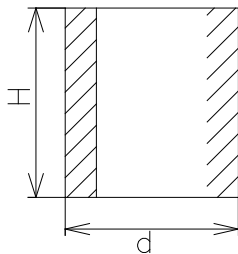


Рис. 1.6. Кільце Рашига

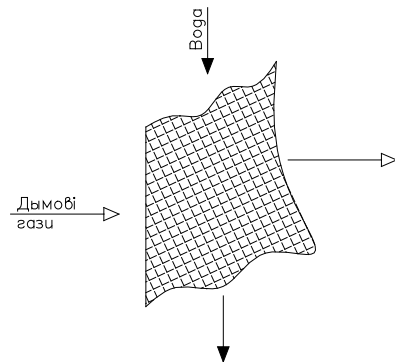


Рис. 1.7. Сітчаста насадка

В перших конструкціях насадкових економайзерів кільця розмірами $d \times H$ 25×25 мм, або 35×35 мм завантажувалися хаотично в камеру, а потім почали використовувати кільця розмірами не менше як 50×50 мм та 80 × 80 мм, що вкладаються упорядковано в коридорному або шахматному

порядку. Приклад розташування кілець Рашига у шахматному порядку наведений на рис. 1.8.

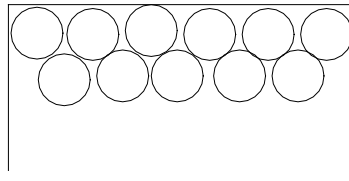


Рис. 1.8. Розташування кілець Рашига у шахматному порядку

В насадкових апаратах площа поверхні контакту димових газів і води в одиниці об'єму є дуже розвинутою. Наприклад, для насадок із кілець розмірами 25×25 мм при укладці їх рядами питома площа поверхні дорівнює 242 м²/м³, а для кілець розмірами 50×50 мм – 121 м²/м³.

Напрямок руху димових газів і води в економайзерах може бути прямоплинним і протиплинним. Відомі переваги протиплинної схеми, але при її використанні є суттєвий недолік: неможлива робота економайзера при швидкостях димових газів більше як 2 ... 3 м/с у зв'язку з підвищеним уносом води. Але ж все таки у більшості економайзерів, які встановлюються в котельнях, використовується протиплинна схема, за винятком котлів баштового типу, у яких димові гази відводяться з верхньої частини.

Окрім контактних, в котельнях використовують і контактні – поверхневі економайзери, які відрізняються від перших наявністю у них ще й проміжного водо – водяного поверхневого теплообмінника. Вода, що нагрівається у контактній камері димовими газами, використовується як проміжний теплоносій для нагріву води зовнішніх споживачів, яка може надходити для гарячого водопостачання (див. рис. 1.9). Недоліком таких економайзерів є значна металоємкість проміжного теплообмінника.

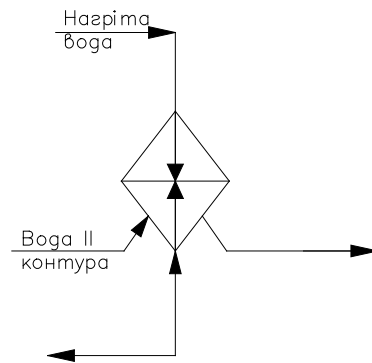


Рис. 1.9. Проміжний теплообмінник для нагрівання води II контуру

Бажаною умовою при використанні контактних економайзерів є влаштування усередині контактної камери, або за її межами, декарбонізатора, який дозволяє зменшити вміст CO_2 у воді першого контуру, підвищити її pH і тим самим зменшити рівень корозійної активності води і швидкості корозії у цьому контурі.

1.3.2. Конструкції контактних і контактнo – поверхневих економайзерів

А. Блочні контактні економайзери типу ЕКБ

Вони розроблялись для котлів типу ДКВр, які випускалися раніше, але можуть застосовуватися для встановлення за паровими котлами інших типів паропроодуктивністю до 20 – 25 т/год.

В останній модифікації випускаються економайзери типу ЕК-БМ1 і ЕК-БМ2, перший з яких має діаметр корпусу $D = 1000$ мм, а другий – $D = 2000$ мм (рис. 1.10). Загальна висота першого економайзера $H = 4000$ мм, другого – $H = 4500$ мм. Корпус блоку складається із трьох секцій: верхньої, середньої і нижньої. В кожній секції є штуцери і лази (на рис.1.10 не показані).

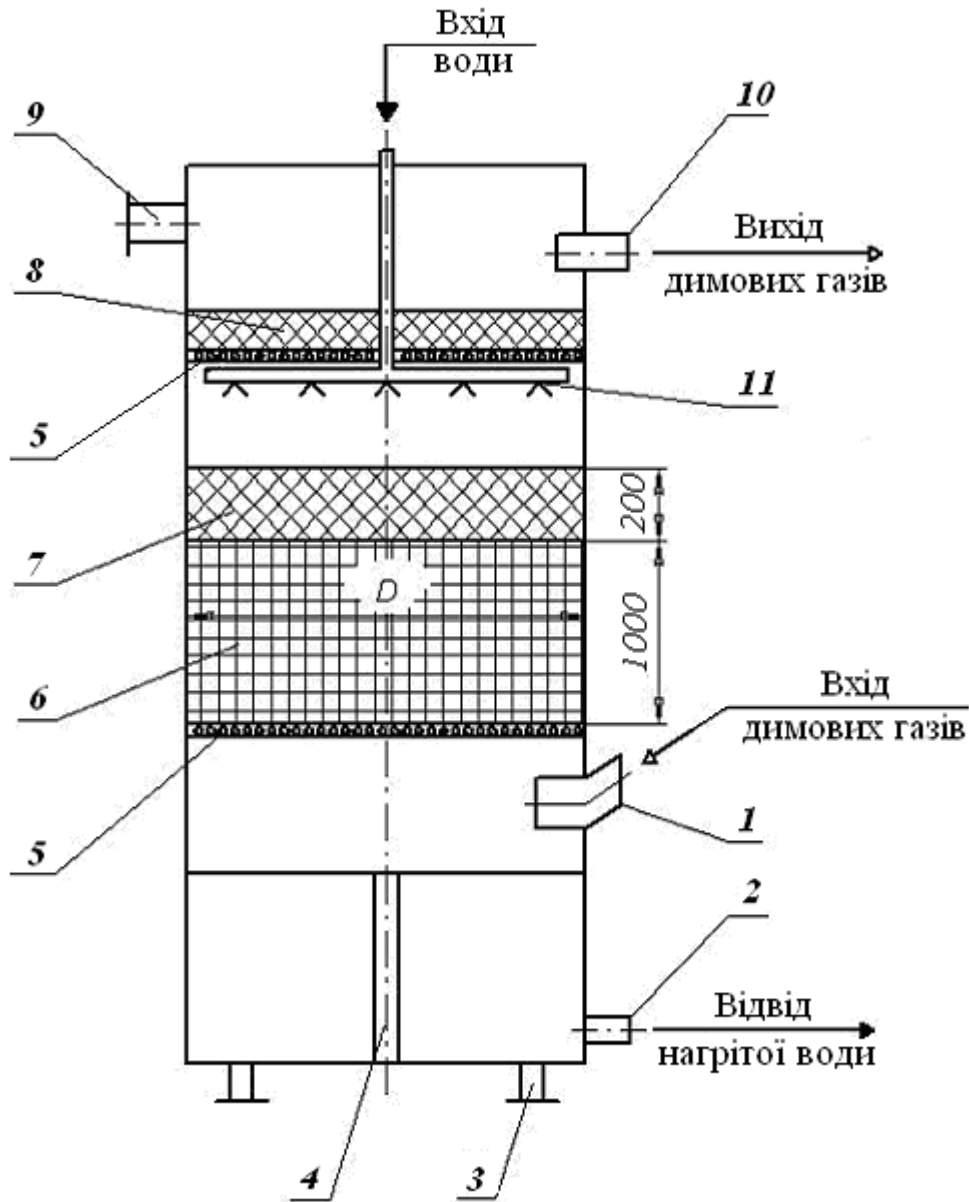


Рис. 1.10. Блочний контактний економайзер типу ЕК – БМ:

1 – патрубок для підводу димових газів; 2 – патрубок для відводу нагрітої води; 3 – опори; 4 – переливна труба; 5 – опорна рама; 6 – робочий шар насадки, розміщеної рядами; 7 – шар насадки, засипаної хаотично; 8 – насадка для затримання крапель вологи; 9 – вибухний клапан; 10 – патрубок для відводу охолоджених димових газів; 11 – пристрій для розпилу холодної води.

В нижній секції розташований патрубок для відведення нагрітої води та переливна труба.

В середній секції є внутрішня рама, на якій встановлюється опорна решітка для розміщення робочого шару насадки, виконаного із керамічних кілець розмірами $50 \times 50 \times 5$ мм, висотою 1000 мм. Кільця викладені рядами у шахматному порядку. Над робочим шаром кілець розташовується другий шар із таких же кілець висотою 200 мм, але засипаних хаотично. В цій же секції є патрубок для підведення димових газів.

В верхній секції розміщений водорозподільний пристрій, каплеуловлювач і патрубок для відведення охолоджених димових газів.

Кількість встановлюваних блоків залежить від фактичної теплопродуктивності котла і необхідності споживачів в гарячій воді.

Наприклад, економайзер ЕК-БМ1-1 розрахований на пропуск димових газів від котла паропроодуктивністю 2,5 т/год і допускає перевантаження 50 %, а ЕК-БМ1-2 – на пропуск димових газів від котла паропроодуктивністю 10 т/год з таким же перевантаженням. Економайзери розраховані на температуру димових газів: на вході $t'_r \geq 140$ °С, на виході – $t''_r = 30-40$ °С.

Температура води, що нагрівається: на вході $t'_в \leq 15$ °С, на виході – $t''_в = 42-55$ °С. Витрата води, що нагрівається, $G_в = 8 - 12$ т/год (для економайзера ЕК-БМ1-1) і $G_в = 30 - 40$ т/год (для економайзера ЕК-БМ1-2).

Для можливості використання нагрітої в економайзерах води для живлення парових котлів необхідно передбачити видалення із цієї води CO_2 , для чого використовують виносні декарбонізаторні колонки (рис. 1.11).

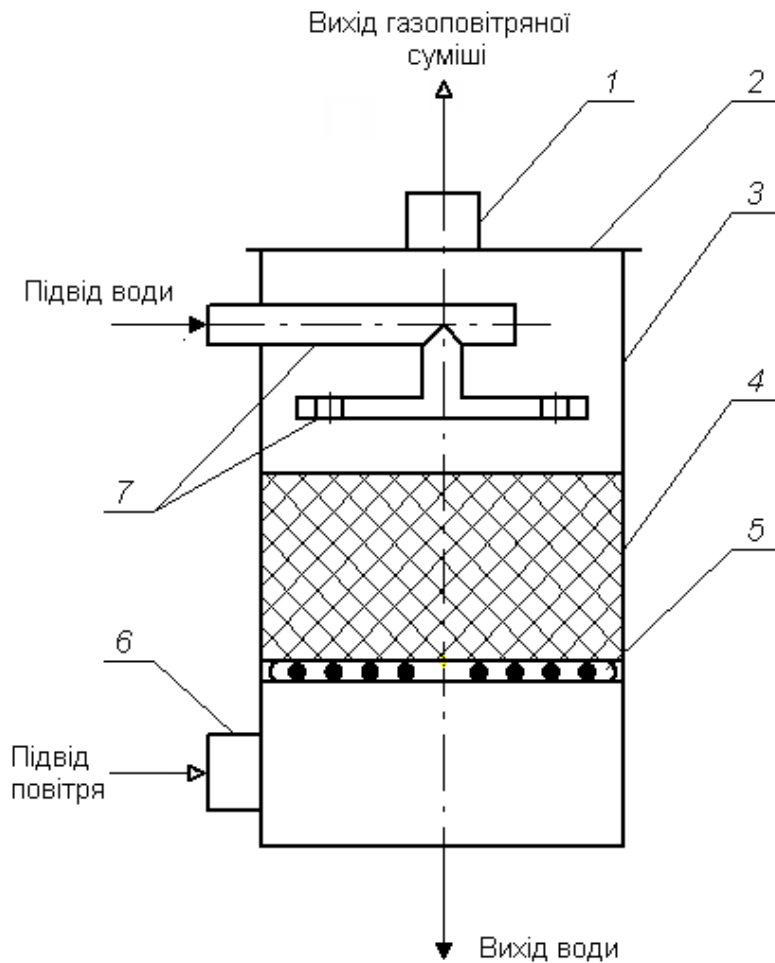


Рис. 1.11. Декарбонізаторна колонка:

1 – патрубок для виходу газоповітряної суміші; 2 – кришка; 3 – корпус; 4 – насадка; 5 – опорна решітка; 6 – патрубок для входу води; 7 – водорозподільний пристрій.

Стосовно продуктивності блочних контактних економайзерів, що випускаються, розроблені 2 типорозміри колонок. Корпус 3 циліндричної форми виконаний із сталі товщиною 4 мм. Насадка 4 із кілець розмірами 25×25×3 мм загрузається хаотично на опорну решітку 5, яка виконана із сталевих прутків діаметром 8 мм.

Через водорозподільний пристрій 7 надходить вода, яка була нагріта в контактному економайзері. Знизу через патрубок 6 надходить повітря. В результаті, за рахунок різниці концентрацій CO_2 у воді і повітрі, відбувається десорбція (видалення) CO_2 із води. Відведення газоповітряної

суміші здійснюється через патрубок 1, який розташований в з'йомній кришці 2. Патрубок 1 приєднується або до димососа, або до дуттьового вентилятора котла.

Для декарбонізатора бажано використовувати повітря з температурою не нижче 20 - 30 °С, щоб виключити значне охолодження води.

Для отримання на виході із декарбонізатора концентрації CO_2 у воді не більше як 5 мг/л необхідна висота шару насадки дорівнює 3 – 3,8 м.

В більш компактній конструкції декарбонізатора при висоті шару насадки біля 0,5 м можна отримати кінцеву концентрацію CO_2 у воді біля

15 – 20 мг/л, що також є прийнятним при подальшому спрямуванні цієї води у деаератор котельні.

Б. Контактно - поверхневі економайзери

Ці економайзери працюють за двоконтурною схемою, згідно з якою вода першого контуру, що контактує з димовими газами, до споживачів не надходить, а є проміжним теплоносієм для нагріву водопровідної води в поверхневому теплообміннику.

На рис. 1.12 показаний автономний контактнo–поверхневий економайзер модернізований АЕМ - 0,6 теплопродуктивністю 0,6 МВт. Агрегат складається із двох основних вузлів: контактнoго економайзера із вбудованим декарбонізатором 12 і проміжного теплообмінника 8.

Економайзер має прямокутну форму розмірами в перерізі 0,75 м, висотою 5,4 м. Економайзери розраховані на охолодження димових газів витратою 12500 м³/год до температури $t_r'' = 50$ °С. Вода другого контуру витратою 20 т/год нагрівається до температури $t_b'' = 40$ °С.

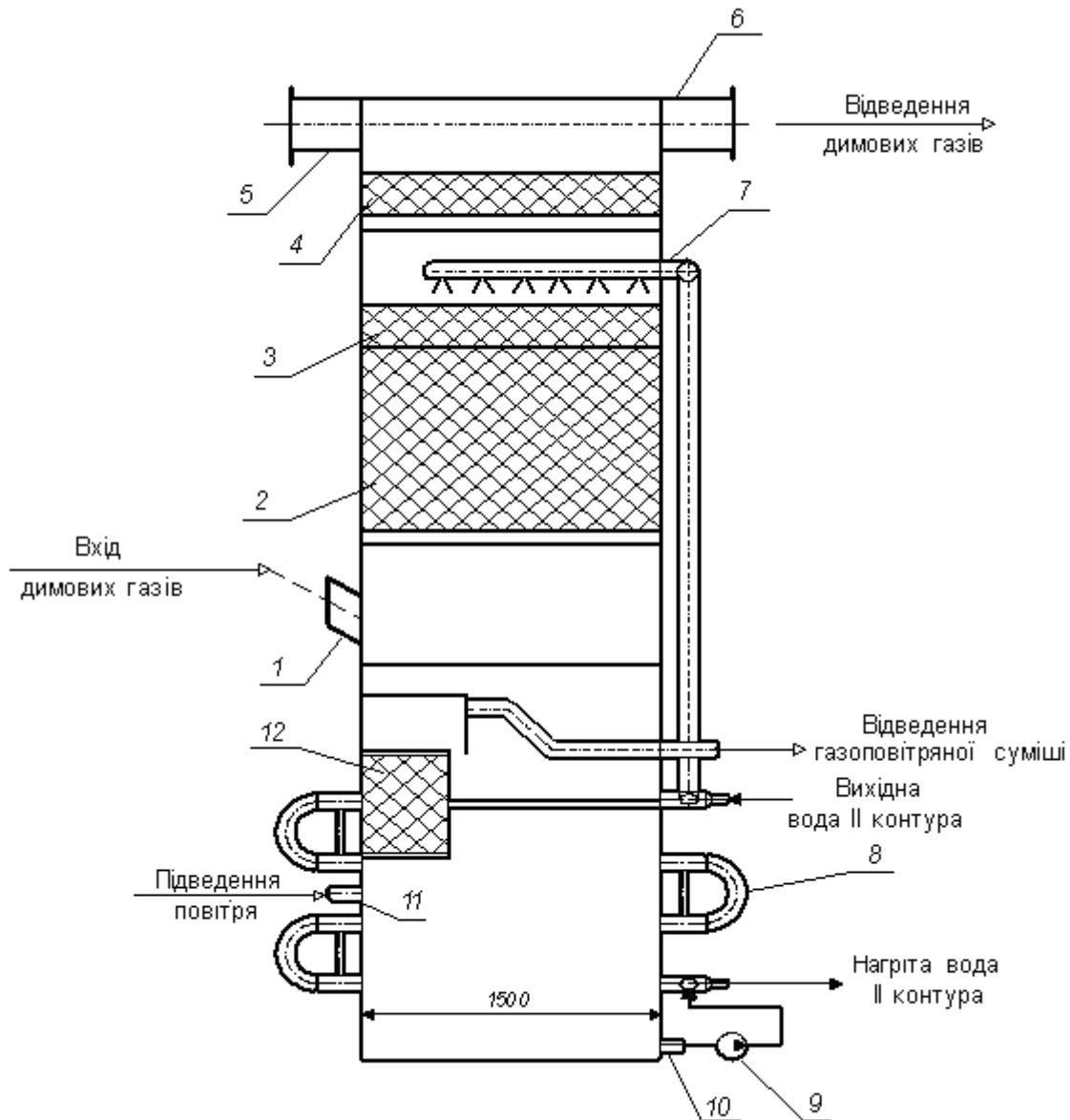


Рис. 1.12. Контактно-поверхневий економайзер АЕМ-0,6:

1 – патрубок для підведення димових газів; 2 – робочий шар насадки, розміщений рядами; 3 – робочий шар насадки, розміщений хаотично; 4 – краплеуловлювальний шар; 5 – вибуховий клапан; 6 – патрубок для відведення димових газів; 7 – водорозподільний пристрій; 8 – проміжний теплообмінник; 9 – циркуляційний насос; 10 – патрубок для виходу нагрітої води I контура; 11 – патрубок для підведення повітря; 12 – вбудований декарбонізатор.

За принципом дії контактний економайзер подібний до розглянутого вище економайзера типу ЕК – БМ. Вода першого контуру при контакті з

димовими газами в насадці нагрівається, потім проходить через декарбонізатор 12 і надходить в нижню секцію економайзера, звідки насосом 9 направляється у міжтрубний простір проміжного теплообмінника 8, після охолодження в якому знову надходить до водорозподільного пристрою.

Проміжний теплообмінник може бути або секційним, або пластинчастим. Секційний, наприклад, складається з восьми секцій, які виконані із сталевого корпусу і профільних латунних трубок.

Використання вбудованого декарбонізатора дозволяє знизити рівень корозії в теплообміннику, оскільки концентрація CO_2 в воді при цьому зменшується.

В. Контактний теплообмінний апарат з активною насадкою (КТАН - утилізатор)

КТАН відноситься до теплообмінників рекуперативно – змішувального типу. Схема утилізатора наведена на рис. 1.13. Сам апарат складається із корпусу 1, камери зрошення 2, активної насадки 3 і сепараційного пристрою 4. В складі утилізаційної установки також є бак, фільтр і насос зрошувальної води.

В утилізаторі організовані два незалежних один від іншого потоки води: чистої води, що циркулює усередині трубок блоку активної насадки і нагрівається через поверхню стінок, і зрошувальної води, яка нагрівається при безпосередньому контакті з димовими газами.

В камері зрошення, що уявляє собою блок форсунок, розпилюється зрошувальна вода. В результаті безпосереднього контакту з димовими газами вода нагрівається. Цей потік нагрітої зрошувальної води використовується для інтенсифікації передачі теплоти від димових газів до

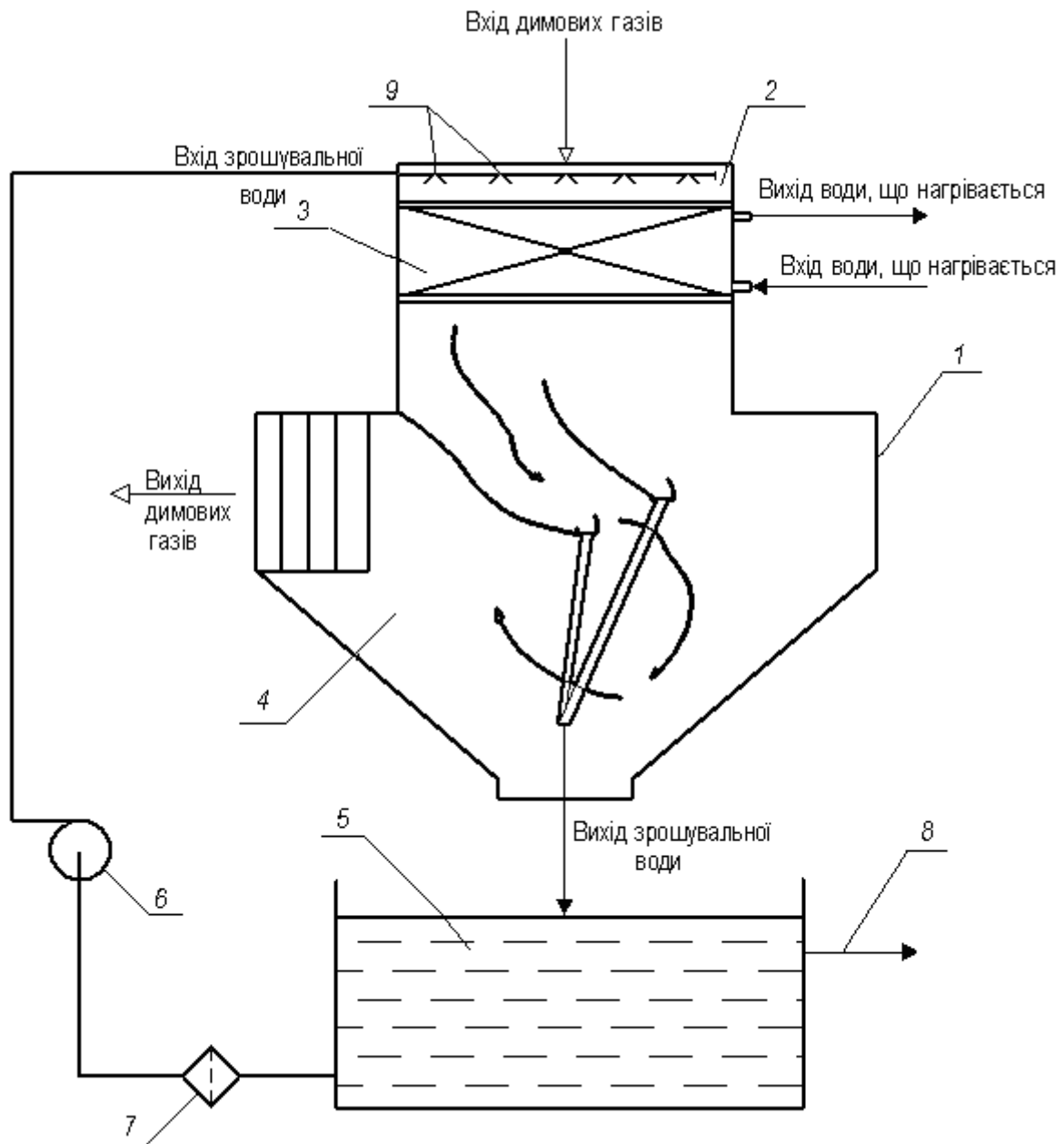


Рис.1.13. Контактний теплообмінний апарат з активною насадкою:

1 – корпус утилізатора; 2 – камера зрошування; 3 – активна насадка; 4 – сепараційний пристрій; 5 – бак зрошувальної води; 6 – насос системи зрошування; 7 – фільтр; 8 – переливний пристрій; 9 – форсунки

поток чистої води, який протікає усередині трубок активної насадки (див. рис. 1.14).

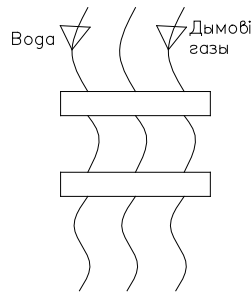


Рис. 1.14. Схема руху зрошувальної води в насадці

Пучок трубок, який виконує функцію насадки, служить для створення розвинутої поверхні контакту зрошувальної води і димових газів. Одночасно така поверхня, усередині якої циркулює вода, приймає участь у теплообміні і тому є активною у порівнянні з традиційною насадкою, наприклад, з керамічних кілець.

Зовнішня поверхня активної насадки обмивається димовими газами і зрошувальною водою, що сприяє інтенсифікації теплообміну у насадці.

Теплота димових газів у КТАНі передається воді, що протікає у трубках, двома шляхами: „явної” теплоти за рахунок безпосередньої передачі теплоти димових газів і зрошувальної води, і „прихованої” теплоти за рахунок конденсації водяної пари, що є у димових газах, на поверхні насадки.

Температура зрошувальної води на виході із насадки обмежується температурою димових газів за мокрим термометром $t_M^{д.г.}$, що пояснюється процесами тепло – і масообміну при контакті димових газів з водою. Після досягнення водою температури за мокрим термометром відбувається випаровування води при цій температурі. При спалюванні природного газу $t_1^{ä.ä} = 55...65 \text{ } ^\circ\text{C}$, тому температура води на виході із активної насадки не перевищує $50 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Після насадки димові гази надходять в сепараційний пристрій 4, де від

них відокремлюються краплі води.

Внаслідок того, що на виході із КТАНу відносна вологість димових газів складає 95 – 100 %, то можлива конденсація водяної пари із димових газів в газовому тракті. Для виключення конденсації пари здійснюється підсушка димових газів шляхом перепуску 10 – 15 % від їх загальної витрати по байпасному газоходу (рис. 1.15).

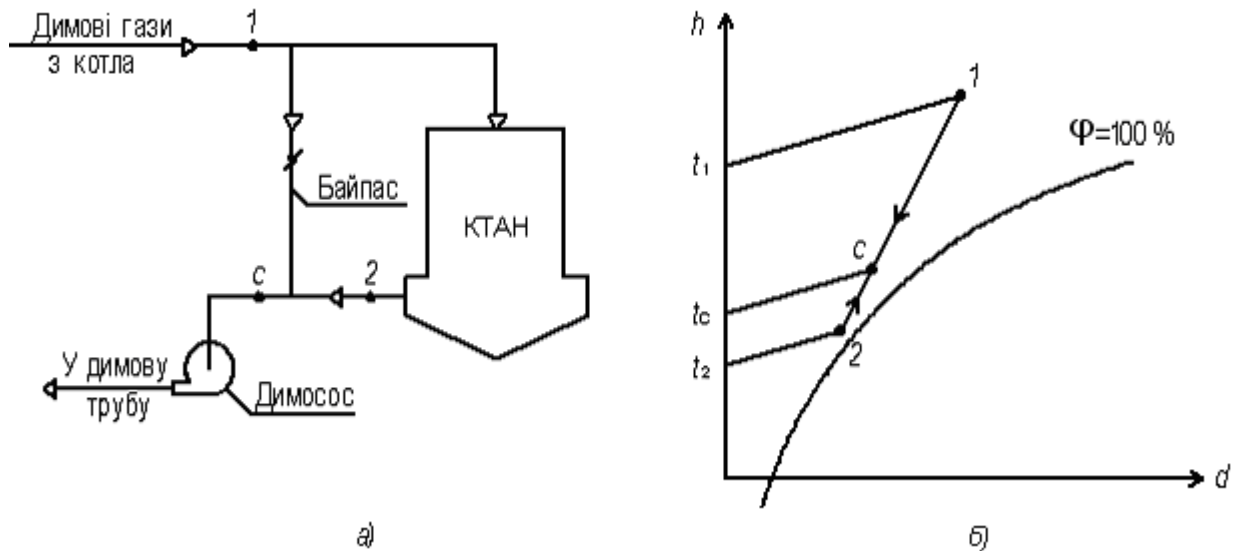


Рис. 1.15. Схема байпасування частини димових газів (а) та зображення процесу їх підсушки у $h-d$ – діаграмі (б)

Як видно з рис. 1.15б, підсушка димових газів призводить до зменшення їх відносної вологості, що в наступному виключає можливість конденсації водяної пари в газоходах і димовій трубі.

Для парових і водогрійних котлів, що працюють на природному газі, теплопродуктивністю 0,23...116,3 МВт, розроблено десять типорозмірів КТАНів – утилізаторів з рекомендаціями марки утилізатора для кожного типу котла.

Активна насадка. З метою уніфікації конструкція активної насадки розбита на блоки. Розроблено 5 базових блоків, які відрізняються площею

поверхні нагріву та кількістю ходів за напрямком руху води, що нагрівається.

Для КТАНів теплопродуктивністю 0,1...2,3 МВт активна насадка складається із одного або двох блоків, розміщених горизонтально, поверхня нагріву яких розбита на дві частини: нижню – що служить для нагріву сирі води від 5 до 20 °С, та верхню – для нагріву хімічно очищеної води від 20 до 50 °С (див. рис. 1.16).

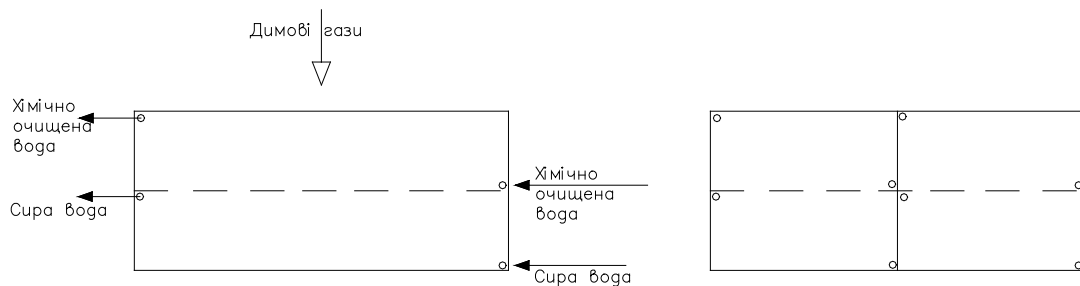


Рис. 1.16. Розташування блоків активної насадки для КТАНів теплопродуктивністю $Q \leq 2,3$ МВт

Для КТАНів теплопродуктивністю більше як 2,3 МВт блоки насадки розташовані у 2 ряди по висоті, при цьому в нижні надходить сира вода, а в верхні – хімічно очищена (див. рис. 1.17).

Для КТАНа - 0,05УГ використаний один блок без розбивки на частини, тому в цьому утилізаторі можливо нагріти тільки один потік сирі води.

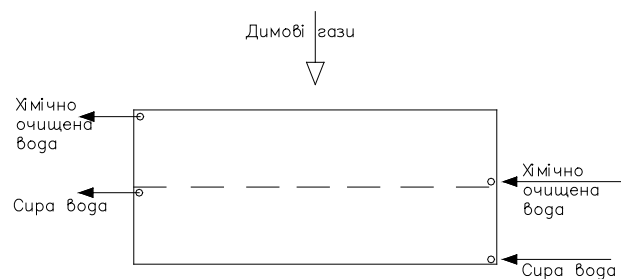


Рис. 1.17. Розташування блоків активної насадки для КТАНів теплопродуктивністю $Q > 2,3$ МВт

Зрошувальна камера. Розміри зрошувальної камери, яка має в плані прямокутну форму, співпадають з розмірами активної насадки, вона сконструйована за блочним принципом. Усередині камери розташовані водяні колектори з форсунками. Для розпилювання води застосовані кутові форсунки У – 1, діаметр вихідного отвору яких дорівнює 6 мм (див. рис. 1.18).

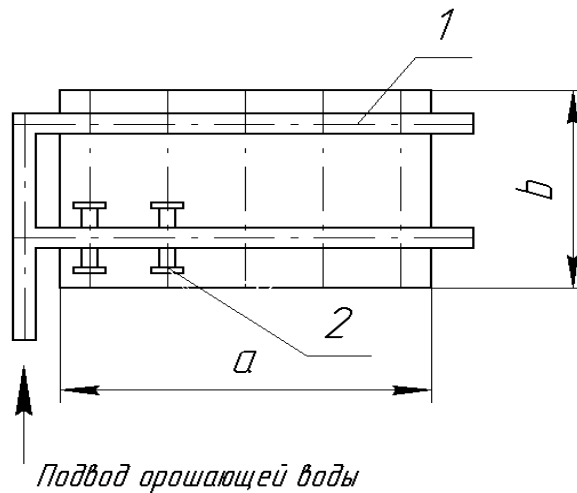


Рис. 1.18. Конструктивна схема зрошувальної камери:
1 – водяні колектори; 2 – кутові форсунки

Витрата зрошувальної води, кг/с, визначається за емпіричною формулою

$$G_{зр} = (1,7 \div 2,2) S_r^{np} ,$$

де S_r^{np} – площа прохідного перерізу для димових газів, м².

При відомій кількості форсунок ($N_{ф}$, шт) визначають витрату води через 1 форсунку ($g_{ф} = G_{зр}/N_{ф}$, кг/с), а далі за емпіричною формулою ($g_{ф} = A(P_{ф})^m$, де A і m – постійні коефіцієнти) визначають тиск перед форсункою $P_{ф}$, кПа.

Сепараційний пристрій. Для видалення крапель води з димових газів у КТАНах застосовані двохступеневі сепаратори. Першим ступенем є колінний сепаратор, у якому краплі води відокремлюються під дією центр обіжних сил, а потім рухаються по вигнутих поверхнях лопаток і надходять в лотки, звідки – в зливний патрубок.

Другим ступенем є вертикальний жалюзійний сепаратор, у якому відокремлення крапель води здійснюється за рахунок сил інерції при зміні швидкості та напрямку руху димових газів.

Споживачі води, що нагрівається у КТАНах (рис. 1.19)

Як показав аналіз типових теплових схем котельнь, можливими споживачами теплоти, що підігрівається у КТАНах, є:

- нагрівання води на потреби гарячого водопостачання при централізованому її приготуванні в котельні (рис. 1.19а).

Вода послідовно нагрівається в нижньому та верхньому блоках активної насадки, які між собою з'єднані перемичкою.

- сира і хімічно очищена вода, що використовується для приготування живильної (для парових котлів) і (або) підживлюваної води теплової мережі (рис.1.19б), тобто є два незалежних контури води різної якості.

- циркуляційна вода, що використовується для підігріву дуттьового повітря для котлів при встановленні в котельнях КТАНів – повітронагрівачів (рис. 1.19в).

За цією схемою додатково до нагріву сирої та хімічно очищеної води здійснюють зволоження та нагрівання повітря в КТАНі – повітронагрівачі.

Зволоження повітря сприяє тому, що подача його в топку котла призводить до зниження температури в ядрі факела, а це в свою чергу зменшує утворення оксидів NO_x і відповідне їх надходження в атмосферу з димовими газами.

Підігрів повітря до температури біля $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ призводить до зменшення витрати теплоти на його нагрівання до температури горіння, що сприяє зменшення витрати палива на котел.

До недоліків такої схеми відноситься її громіздкість, збільшення капіталовкладень та складність обслуговування.

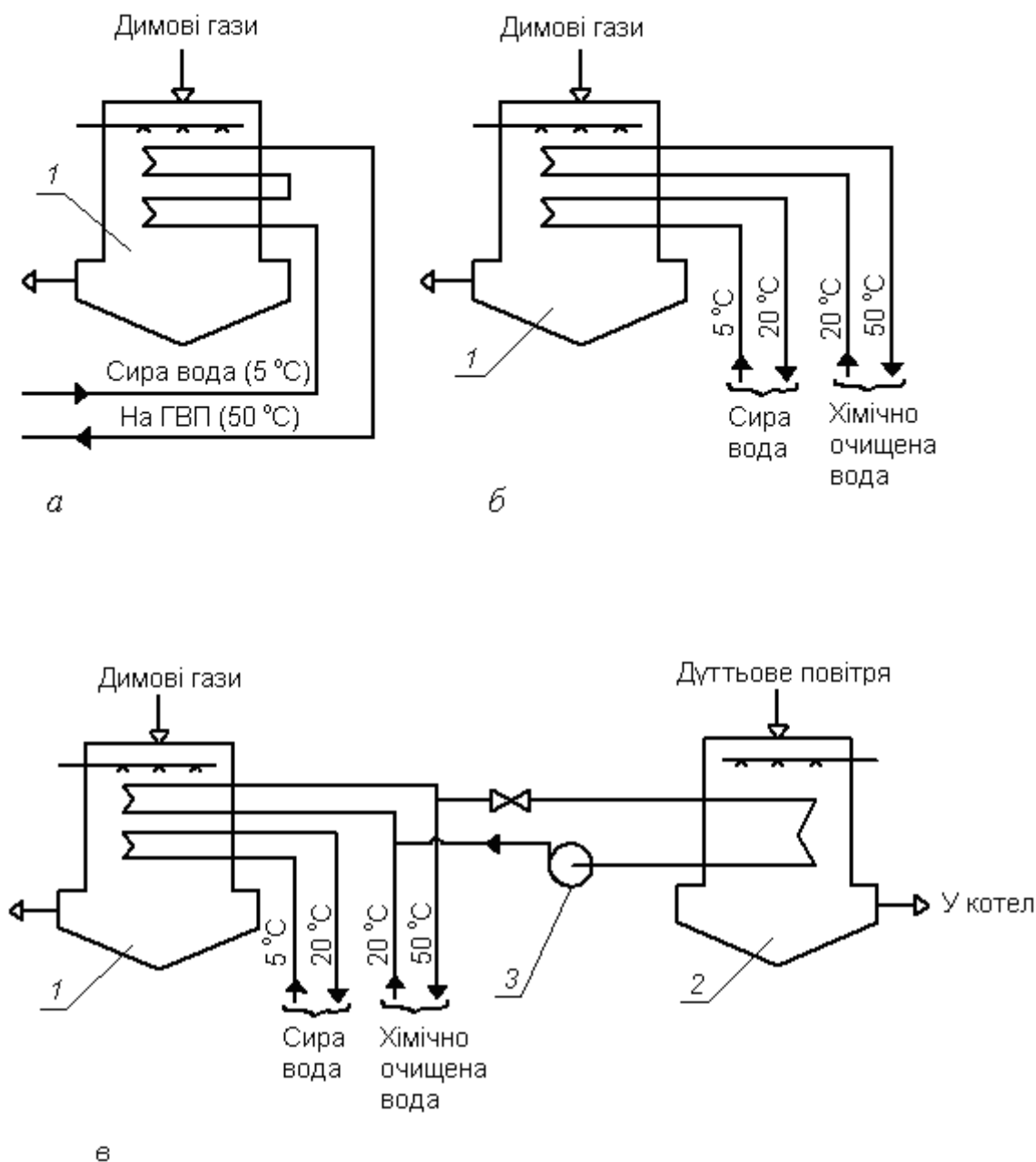


Рис. 1.19. Схеми підключення КТАНа – утилізатора:

- а) для нагріву гарячої води в котельні з централізованою системою ГВП;
 - б) для нагріву сирої та хімічно очищеної води для котелень з відкритою та закритою системою тепlopостачання;
 - в) для зволоження дуттьового повітря.
- 1- КТАН- утилізатор; 2- КТАН- повітрянагрівач; 3- циркуляційний насос.

Г. Екологічно чиста теплоутилізаційна установка контактного типу

Теплоутилізаційна установка (рис. 1.20) уявляє собою комбінований контактний теплообмінник, що складається із розташованих в одному корпусі один над іншим контактних теплоутилізатора (КТУ) 1 і повітрянагрівача (КПН) 2, які об'єднані в загальний циркуляційний контур з насосом 7.

Димові гази із котла надходять в контактну камеру теплоутилізатора 1, де при контакті з водою охолоджуються і через краплеуловлювач 4 димососом подаються в димову трубу. Частина димових газів по байпасному газоходу 6 проходить за контактним теплоутилізатором, щоб підсушити ті гази, які пройшли утилізатор, і таким чином виключити можливу конденсацію водяної пари в газоходах і димовій трубі.

Вода, що нагрілася у КТУ, збирається у піддоні і насосом 7 частково подається на водорозподільний пристрій 8 контактних повітрянагрівача 2, звідки надходить на насадку контактної камери, де охолоджується при контакті з зовнішнім повітрям і спрямовується у піддон.

Решта нагрітої води тим же насосом 7 спрямовується у проміжний теплоутилізаційний теплообмінник 9, в якому нагрівається вода зовнішніх споживачів (наприклад, сира, хімічно очищена і т.ін). Після охолодження циркуляційної води в теплообміннику вона послідовно проходить через патрубок 3 зовнішнього повітря і опорну решітку шару насадки для їх обігріву, змішується з охолодженою водою повітрянагрівача і через патрубки з гідрозатворами 10, які з'єднані з водорозподільним пристроєм, знову надходить в контактний теплоутилізатор.

Обігрів патрубка зовнішнього повітря і опорної решітки дозволяє захистити нижню частину корпусу КПН від обмерзання в зимовий період.

Нагріте і зволожене у КПН повітря подається через краплеуловлювач 4

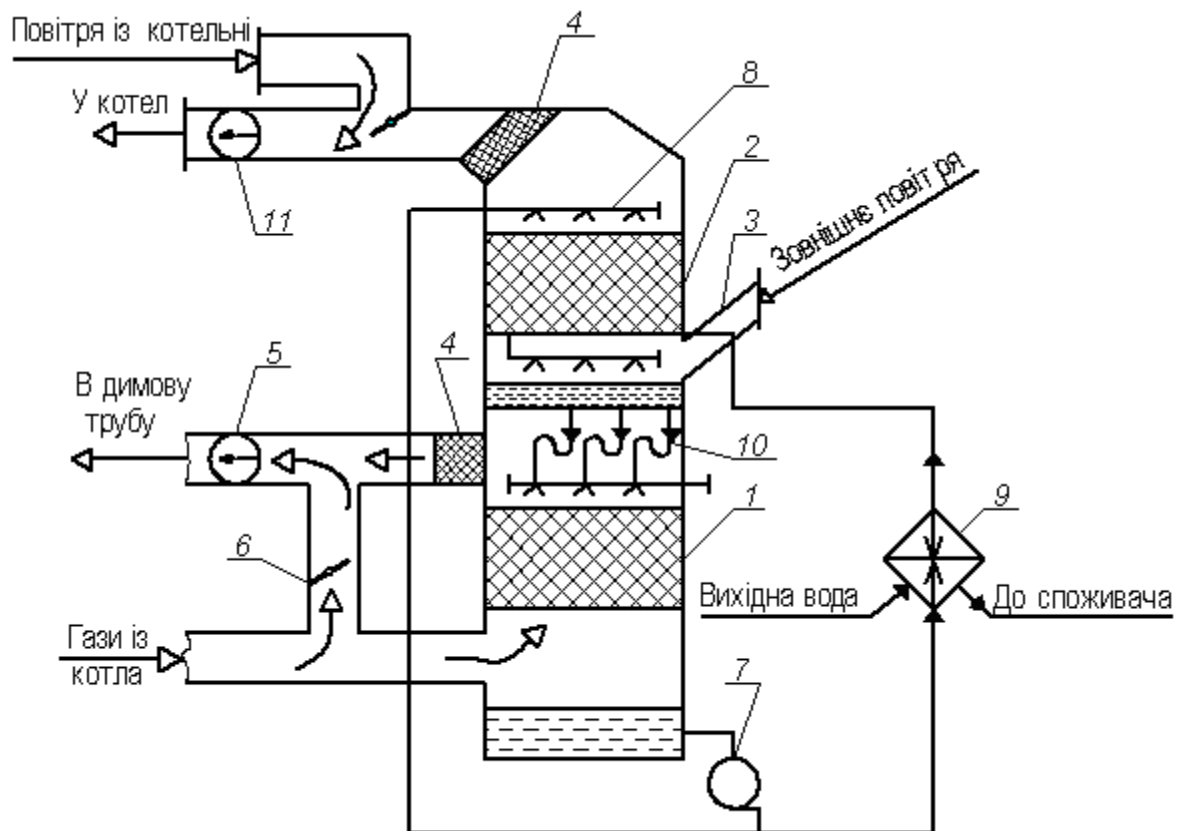


Рис.1.20. Схема екологічно чистої теплоутилізаційної установки контактного типу:

1 – контактний теплоутилізатор (КТУ); 2 – контактний повітропідігрівач (КПН); 3 – патрубок для підводу зовнішнього повітря; 4 – краплеуловлювач; 5 – димосос; 6 – байпасний газохід; 7 – циркуляційний насос; 8 – водорозподільний пристрій; 9 – проміжний теплоутилізаційний теплообмінник; 10 – патрубки із гідрозаторами; 11 – дуттьовий вентилятор.

до дуттьового вентилятора 11.

Інколи для підсушки насиченого вологого повітря до нього підмішується сухе повітря з верхньої зони котельні.

Розрахунки показують, що зволоження дуттьового повітря дозволяє приблизно в 2 – 3 рази зменшити викиди оксидів азоту в атмосферу.

1.3.3. Розрахунки контактних економайзерів

1.3.3.1. Вибір типу установки та її розташування

Тип установки економайзера необхідно вибрати в залежності від вимог, які пред'являються до якості нагрітої води.

Якщо необхідна вода питної якості, наприклад, для гарячого водопостачання, то краще вибрати контактнo-поверхневi економайзери.

При використанні нагрітої води для наступного пом'якшення і деаерації та подачі її для підживлення теплової мережі, або живлення котлів, можна вибрати контактні економайзери, оскільки в деаераційних установках забезпечується повна декарбонізація цієї води.

Якщо гаряча вода необхідна декільком споживачам, до яких висуваються різні вимоги з якості, то можна прийняти контактнo-поверхневий утилізатор, але не всю воду пропускати через поверхневий теплообмінник. В цьому випадку поверхня теплообміну може бути зменшена, також можна досягти більш глибокого охолодження димових газів у зв'язку зі зменшенням температури води на вході в утилізатор (підмішування водопровідної води).

Також вирішується питання про те, чи буде розроблювана установка груповою (одна для всіх котлів), або індивідуальною, коли економайзери встановлюють за кожним котлом.

Аналіз показує, що в загальних газоходах котелень доволі суттєвими є коефіцієнти надлишку повітря ($\alpha_{\text{відх}} \geq 2 \dots 3$). Це призводить до зниження вологовмісту димових газів на вході в утилізатор і тому зменшується можливість корисного використання „прихованої” теплоти водяної пари димових газів. При цьому збільшуються розміри контактної камери, потужність димососа і вартість економайзера. Окрім того, при зниженні

величин $d_{\text{відх}}$ і $t_{\text{відх}}$ знижується також і температура нагріву води.

Таким чином, тільки при індивідуальному встановленні контактних економайзерів за кожним котлом можлива найбільш повна утилізація теплоти димових газів.

Але якщо необхідність у гарячій воді відносно невелика, то встановлення економайзерів за кожним котлом може бути недоцільним. В таких випадках економайзери встановлюють або за деякими котлами, або груповий економайзер у загального газоходу котельні.

Індивідуальний або груповий економайзери можуть бути встановлені у будь якому місці газового тракту від котла до димової труби.

Окремо належить зупинитися на питанні про те, де розміщувати економайзер: за димососом (див. рис.1.21) або перед ним (див. рис. 1.22).

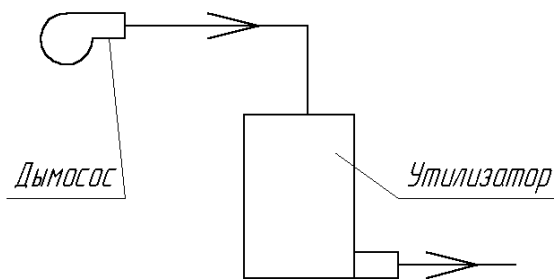


Рис. 1.21. Встановлення економайзера за димососом

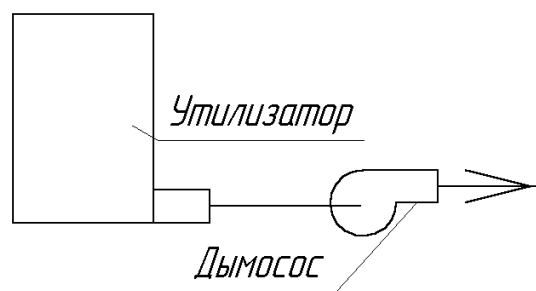


Рис. 1.22. Встановлення економайзера перед димососом

При встановленні економайзерів на напірній стороні димососа витрата електроенергії на його привід суттєво збільшується, оскільки опір газового

тракту економайзера складає 400...800 Па. Крім того, можлива заміна димососа на більш високонапірний, тобто збільшуються і капіталовкладення.

Тому контактні економайзери слід встановлювати, як правило, на всмоктувальній стороні димососа і індивідуально до кожного котла. При цьому за рахунок охолодження димових газів в утилізаторі зменшується об'ємна їх витрата, що призводить до додаткового запасу за напором.

Звичайно економайзери розміщують таким чином, що є можливість відключення їх за напрямком руху води і димових газів в період експлуатації котлів на мазуті. З цією метою влаштовують обхідний газохід, який розрахований на пропуск 100 % димових газів від котла. В газоході влаштовують шибер прямого ходу, який закривають при роботі економайзера.

Розміщення економайзерів у водяному тракті котельні повинно забезпечити нагрів води з мінімальною температурою на вході і по можливості з максимальною в даному тракті жорсткістю і лужністю. Тому недоцільно встановлювати до контактного економайзера будь які теплообмінники попереднього нагріву води, оскільки це призведе до зниження ефективності економайзера.

1.3.3.2. Вибір напрямку руху теплоносіїв

Для глибокого охолодження димових газів і максимального використання „прихованої” теплоти конденсації водяної пари, яка міститься в них, кращою є протиплинна схема руху теплоносіїв: подача води здійснюється зверху, а димові гази рухаються знизу (див. рис. 1.23).

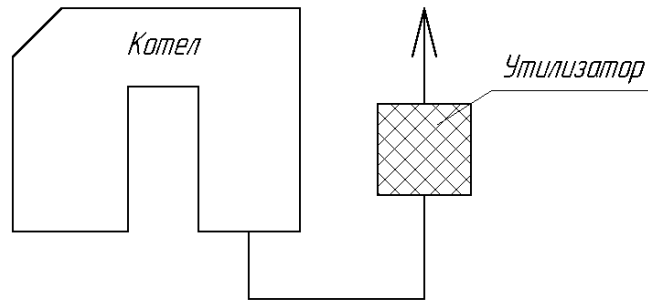


Рис. 1.23. Протиплинна схема руху теплоносіїв

Але протиплинна схема має наступні недоліки:

- неможливість забезпечення швидкості газів більше як 2...3 м/с при використанні кільцевих насадок розмірами 50×5 мм і 3...3,5 м/с при насадках $80 \times 80 \times 8$ мм для виключення виносу води з контактної камери і порушення гідравлічного режиму насадкового шару;

- наслідком першого недоліку є підвищений переріз контактної камери і підвищена витрата металу на виготовлення корпусу;

- відносно великий аеродинамічний опір насадки.

Не дивлячись на вказані недоліки, протиплинні економайзери доцільно встановлювати за котлами з нижнім виходом димових газів.

Прямоплинні економайзери не мають перелічених недоліків, але при їх використанні неможливо охолодити димові гази нижче за температуру нагрітої води. Тому вони відрізняються від протиплинних економайзерів більш високою температурою димових газів на виході, меншим відсотком сконденсованої водяної пари і, як наслідок, меншою теплотехнічною ефективністю.

Прямоплинні економайзери мають вхідний газовий патрубок у верхній частині контактної камери, допускають значно більші швидкості димових газів і мають менший переріз контактної камери. Їх доцільно встановлювати за котлами баштового типу, які мають верхній вихід

димових газів (див. рис. 1.24). Особливо вигідною така компоновка буде при необхідності нагріву невеликих витрат води до невисоких температур.

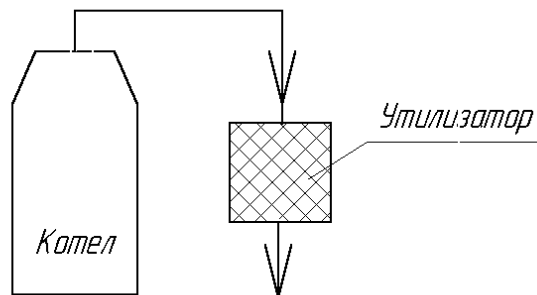


Рис. 1.24. Прямоплинна схема руху теплоносіїв

У зв'язку з більш високим вологовмістом димових газів на виході з економайзера при прямоплинній схемі необхідно особливу увагу приділити забезпеченню надійної і довговічної роботи газоходів і димової труби, що призводить до подорожчання економайзера.

Із розглянутих вище економайзерів утилізатори типу ЕК-БМ, АЕМ – 0,6, екологічно чиста тепло утилізаційна установка є протиплинними, а КТАН – прямоплинним.

1.3.4. Теплові розрахунки контактних економайзерів

Основними завданнями теплових розрахунків є:

- визначення теплопродуктивності економайзера за прийнятими параметрами димових газів на виході, заданими витратою і параметрами димових газів на вході в економайзер;
- визначення параметрів димових газів на виході за заданими теплопродуктивністю економайзера, витраті і параметрами димових газів на вході в економайзер, витраті і параметрами димових газів на вході в економайзер, витраті і температурами води, що нагрівається;
- визначення витрати або кінцевої температури води, що нагрівається;

- визначення об'єму контактної камери; вибір типу і розміру насадки; визначення розмірів корпусу економайзера, патрубків для підведення та відведення димових газів; вибір типу димососа або перевірка придатності наявного;
- розрахунок економічного ефекту від встановлення економайзера у частині економії палива і збільшення коефіцієнта його використання.

1.3.4.1. Загальні підходи до визначення теплопродуктивності контактних економайзерів

Якщо вважати контактний економайзер самостійним агрегатом, то рівняння теплового балансу (див. рис. 1.25) для нього буде мати наступний вигляд

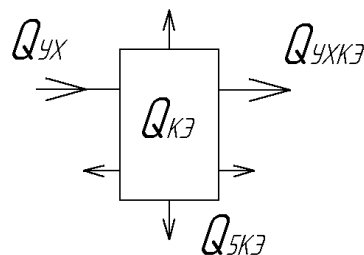


Рис. 1.25. Схема потоків в контактному економайзері

$$Q_{\text{відх}} = Q_{\text{к.е}} + Q_{\text{відх.к.е}} + Q_{5\text{к.е}},$$

де $Q_{\text{відх}}$ – теплота, яка міститься в димових газах на вході в економайзер, кВт; $Q_{\text{к.е}}$ – теплота, яка корисно використовується в економайзері для нагріву води, кВт; $Q_{\text{відх.к.е}}$ – теплота, яка міститься в димових газах на виході з економайзера, кВт; $Q_{5\text{к.е}}$ – втрати теплоти контактним економайзером у навколишнє середовище, кВт.

Якщо знехтувати складовою $Q_{5\text{к.е}}$, то теплопродуктивність контактного економайзера

$$Q_{\text{к.е}} = Q_{\text{відх}} - Q_{\text{відх.к.е}} \quad (1.29)$$

З одного боку теплопродуктивність контактного економайзера може бути визначена з рівняння теплового балансу за потоком води, що нагрівається

$$Q_{к.е} = G_B c_B (t_B'' - t_B'), \quad (1.30)$$

де G_B – масова витрата води, кг/с; c_B – теплоємність води, кДж/(кг·К); t_B' і t_B'' – відповідно температура води на вході в економайзер і виході з нього, °С.

З іншого боку

$$Q_{відх.к.е} = L_T^c [c_{с.г}' t_{г}' + (2500 + d' \cdot 1,97) d_{г}'] , \quad (1.31)$$

$$Q_{відх.к.е} = L_T^c [c_{с.г}'' t_{г}'' + (2500 + d'' \cdot 1,97) d_{г}''] + G_B c_B (t_B'' - t_B'), \quad (1.32)$$

де L_T^c – витрата сухих димових газів, кг/с; $t_{г}'$ і $t_{г}''$ – початкова і кінцева температури димових газів, °С; $c_{с.г}'$ і $c_{с.г}''$ – середня питома теплоємність сухих димових газів при температурах $t_{г}'$ і $t_{г}''$ відповідно, кДж/(кг·К); $d_{г}'$ і $d_{г}''$ – початковий і кінцевий вологовміст димових газів, кг/кг с.г.

Якщо формули (1.30) – (1.32) підставити у формулу (1.29) і провести деякі перетворення, то отримаємо формулу для визначення теплопродуктивності контактних економайзерів

$$Q_{к.е} = L_T^c [(c_{с.г}' d_{г}' + 1,97 d_{г}') t_{г}' - (c_{с.г}'' d_{г}'' + 1,97 d_{г}'') t_{г}'' + (2500 + c_B t_B'') (d_{г}' - d_{г}'')] = G_B c_B (t_B'' - t_B').$$

1.3.4.2. Методика перевіркового теплового розрахунку КТАНів-утилізаторів

В залежності від типу котлоагрегату за таблицями технічних характеристик вибирають відповідну марку КТАНа - утилізатора та виписують для нього основні технічні характеристики:

- номінальну теплопродуктивність $Q_{кт}$, МВт;
- площу живого перерізу насадки за напрямком руху води S_B^{np} , м²;

- площу прохідного перерізу за напрямком руху газів $S_r^{\text{пр}} \text{ м}^2$;
- площу тепло передавальної поверхні активної насадки $F, \text{ м}^2$.

При перевірковому розрахунку, який проводиться методом послідовних наближень, шляхом зміни температури димових газів на виході з утилізатора досягають того, щоб розрахункова і дійсна площі поверхні теплообміну співпадали.

До вихідних даних належать параметри води, що нагрівається у КТАНі: кількість потоків води – i ; витрата кожного потоку води – $G_{\text{вi}}$, кг/с; температура кожного потоку води на вході в КТАН і виході з нього – $t'_{\text{вi}}$ і $t''_{\text{вi}}$, °С.

Раніше були визначені параметри димових газів на виході із котла - на вході в утилізатор: $t'_r, B_k, V_r, G_r^c, d'_r, h'_r, L_r^c$.

1. Теплобалансовий розрахунок

1.1. Визначають необхідне теплове навантаження споживачів, МВт

$$Q_{\text{сп}} \in \sum_{i=1}^n G_{\text{вi}} t_{\text{в}} (t''_{\text{вi}} - t'_{\text{вi}}) 10^{-3} \quad (1.33)$$

1.2. Беруть температуру димових газів на виході з утилізатора t''_r (у першому наближенні рекомендується $t''_r = 40 \text{ °С}$) і за довідковими даними визначають вологовміст (d''_r) та ентальпію h''_r димових газів на виході із утилізатора.

Процеси зміни стану димових газів у насадці ілюструються в $h-d$ діаграмі (див. рис. 1.26) від точки 1 (при відомій температурі t'_r та вологовмісту d'_r) відповідними процесами до точки 2, яка лежить на перетині заданої температури t''_r з лінією відносної вологості димових газів $\phi''_r = 100 \%$.

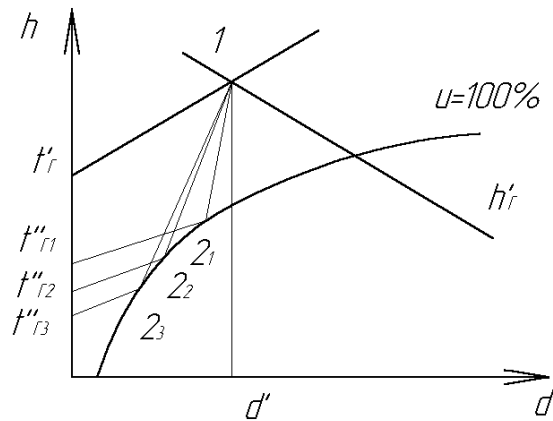


Рис. 1.25. Процеси зміни стану димових газів в насадці

1.3. У подальшому шлях розрахунку залежить від співвідношення можливої теплопродуктивності КТАНа $Q_{кт}$ і необхідного теплового навантаження споживачів $Q_{сп}$.

1.3.1. Якщо $Q_{кт} < Q_{сп}$, то беруть коефіцієнт $\eta_{об}$, яким враховують частку димових газів, що проходять через КТАН (у першому наближенні рекомендується $\eta_{об} = 0,9$), і визначають теплопродуктивність утилізатора зі сторони димових газів, МВт

$$Q_{к.е} = L_r^c (h_r' - h_r'') \eta_{об} 10^{-3}.$$

1.3.2. Якщо $Q_{кт} > Q_{сп}$, то спочатку визначають теплопродуктивність КТАНа за потоками води, що нагрівається, тобто беремо $Q_{к.е} = Q_{сп}$, а потім визначають коефіцієнт $\eta_{об}$

$$\eta_{об} = \frac{Q_{к.е} \cdot 0,98 \cdot 10^3}{L_r^c (h_r' - h_r'')} \quad (1.34)$$

1.4. Визначають еквівалентну витрату води, що нагрівається у КТАНі

$$G_B^{екв} = \frac{Q_{к.е} \cdot 0,98 \cdot 10^3}{c_B (\overline{t_B''} - \overline{t_B'})}, \quad (1.35)$$

де $\overline{t_B'}$ і $\overline{t_B''}$ – середньозважені температури води на вході в КТАН і виході з

нього відповідно, °С.

$$\bar{t}'_B = \frac{\sum G_{Bi}^H t'_{Hi}}{\sum G_{Bi}^H}; \quad \bar{t}''_B = \frac{\sum G_{Bi}^B t''_{Bi}}{\sum G_{Bi}^B},$$

де G_{Bi}^H і G_{Bi}^B – витрати води, що надходять у нижні і верхні шари насадки відповідно, кг/с; t'_{Hi} і t''_{Bi} – температури води на вході в нижні шари насадки і виході з верхніх відповідно, °С.

2. Розрахунок поверхні теплообміну

2.1. Визначають об'ємну витрату димових газів в активній насадці, м³/с

$$V = V_r \frac{B_k}{3600} \eta_{об} \frac{273 + \bar{t}_r}{273}, \quad (1.36)$$

де \bar{t}_r – середня температура димових газів в активній насадці, °С (рекомендується $\bar{t}_r = 70$ °С, що наближена до температури димових газів за мокрим термометром).

2.2. Визначають швидкість димових газів в активній насадці, м/с

$$v_r = V / S_r^{np}. \quad (1.37)$$

2.3. Визначають швидкість води, що нагрівається у насадці КТАНу, м/с

$$\omega_B = G_B^{екв} / S_B^{np} \rho_B, \quad (1.38)$$

де ρ_B – густина води, кг/м³, яку визначають за середньою температурою $\bar{t}_B = 0,5(\bar{t}'_B + \bar{t}''_B)$, або беруть 1000 кг/м³.

2.4. Визначають коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до зовнішньої поверхні трубок насадки, Вт/(м² · К)

$$\alpha_r = 110 v_r^{0,8} \omega_B^{0,2}. \quad (1.39)$$

2.5. Визначають коефіцієнт тепловіддачі від трубок насадки до води, що нагрівається, Вт/(м² · К)

$$\alpha_B = (1407 + 20,93\bar{t}_B - 0,044\bar{t}_B^2) \frac{\omega_B^{0,8}}{d_{BH}^{0,2}}, \quad (1.40)$$

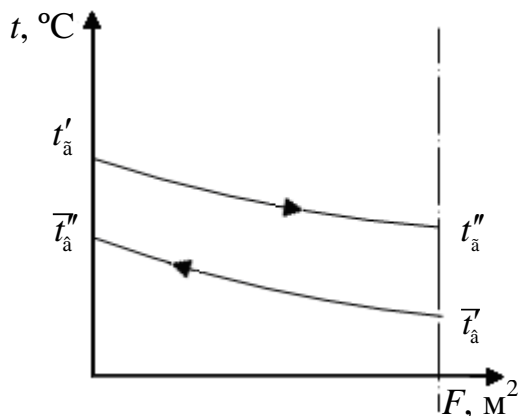
де d_{BH} – внутрішній діаметр трубки насадки, м, залежить від марки КТАНа (визначається за таблицею технічних характеристик для вибраного типу утилізатора).

2.6. Визначають дійсний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² · К)

$$K_d = \frac{\phi}{\frac{1}{\alpha_r} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_B}}, \quad (1.41)$$

де ϕ – коефіцієнт використання поверхні нагріву (беруть 0,8-0,9 при нагріванні сирої води і 0,9-1,0 – при нагріванні хімічно очищеної води, а якщо у КТАНі одночасно нагрівається сира і хімічно очищена вода, то беруть $\phi = 0,9$); $\delta_{ст}$ – товщина стінки трубки насадки, м; $\lambda_{ст}$ – теплопровідність матеріалу трубки насадки, Вт/(м·К) [для сталевих трубок беремо $\lambda = 45$ Вт/(м·К)].

2.7. Визначають середній температурний напір в насадці теплоутилізатора, °С – з достатньою точністю як для протиплинної схеми руху теплоносіїв (рис.1.26).



$$\Delta\bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{0}} - \Delta t_{\bar{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{0}}}{\Delta t_{\bar{M}}}}; \quad (1.42)$$

$$\Delta t_{\bar{0}} = \bar{t}_M - \bar{t}'_B$$

$$\Delta t_{\bar{M}} = t''_r - \bar{t}'_B$$

Рис.1.26. Графіки зміни температур теплоносіїв у насадці КТАНа

2.8. Визначають необхідну площу поверхні теплообміну активної насадки, м²

$$F_{\text{к.е}} = \frac{Q_{\text{к.е}} 10^6}{K_{\text{д}} \Delta t} \quad (1.43)$$

Отриману поверхню $F_{\text{к.е}}$ порівнюють з дійсною поверхнею F , при цьому повинна виконуватися умова

$$\left| \frac{F_{\text{к.е}} - F}{F} \right| 100 \leq 5\% .$$

Якщо ця умова виконується, то розрахунок вважається закінченим, а якщо ні, то розрахунок повторюють, беручи нові значення температури димових газів на виході з КТАНа $t_{\text{г}}''$.

Якщо в розрахунках отримано, що $F_{\text{к.е}} > F$, то необхідно збільшити $t_{\text{г}}''$, а якщо $F_{\text{к.е}} < F$, то величину $t_{\text{г}}''$ зменшують і розрахунки повторюють.

Аеродинамічний розрахунок газового тракту котлів при встановленні КТАНів-утилізаторів

Аеродинамічний розрахунок виконується за загально відомими методиками, головне завдання розрахунків - правильний вибір димососів.

Перевірка (вибір) димососа здійснюється за його подачею $V_{\text{д}}$, м³/год та порівнянням дійсного тиску ($H_{\text{д}}$, Па) з розрахунковим ($H_{\text{р}}$, Па).

Подача димососа, м³/год

$$V_{\text{д}} = V_{\text{г}} B_{\text{к}} \frac{273 + t_{\text{г}}}{273} , \quad (1.44)$$

де $V_{\text{г}}$ – об'єм димових газів при спалюванні 1 м³ природного газу; $B_{\text{к}}$ – витрата природного газу на котел, м³/год; $t_{\text{г}}$ – розрахункова температура димових газів перед димососом, °С.

Розрахунковий тиск димососа, Па

$$H_p = H_{\Pi} \frac{273 + t_r}{273 + t_x}, \quad (1.45)$$

де H_{Π} – повний тиск димососа, Па; t_x – температура димових газів за каталогом.

Повний тиск димососа, Па

$$H_{\Pi} = 1,1\Delta P, \quad (1.46)$$

де ΔP – аеродинамічний опір газового тракту з урахуванням димової труби та її самотяги, Па.

Аеродинамічний опір газового тракту визначають з рівняння

$$\Delta P = \sum_{i=1}^n \Delta P_i, \quad (1.47)$$

де ΔP_i – аеродинамічні опори окремих ділянок газоходів, Па.

На рис. 1.27 наведена схема газового тракту котла при встановленні КТАНа-утилізатора, на якій позначаються відповідні ділянки.

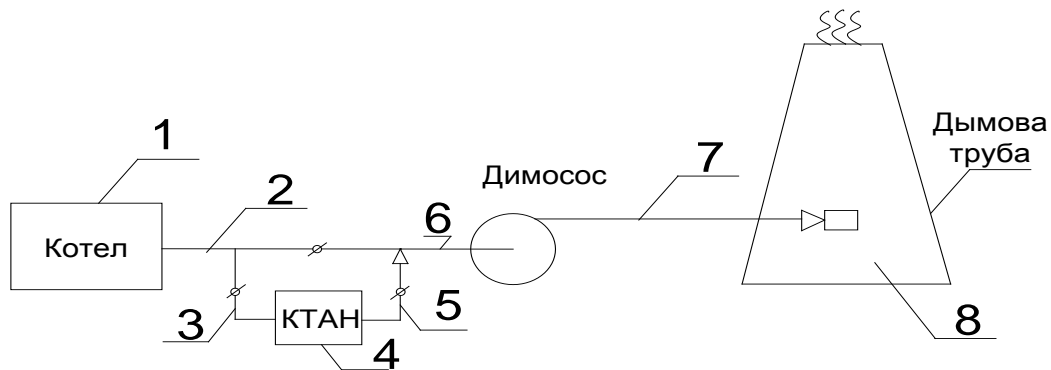


Рис. 1.27. Схема газового тракту при встановленні утилізатора

Аеродинамічний опір кожної ділянки складається із втрат тиску на тертя та місцеві опори, тобто

$$\Delta P_i = \frac{\rho_{дг} \nu^2}{2} \left(\lambda \frac{\ell}{d_{екв}} + \sum \xi \right), \quad (1.48)$$

де $\rho_{дг}$ – густина димових газів, кг/м³; ν – швидкість газів, м/с; λ – коефіцієнт опору тертя; ℓ – довжина ділянки, м; $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр газоходу, м; $\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів на ділянці.

Густина димових газів, кг/м³

$$\rho_{дг} = 273 \frac{(\rho_{с.г}^{\circ} + \rho_{H_2O}^{\circ} d_r)}{(1 + d_r)(273 + t_r)}, \quad (1.49)$$

де $\rho_{с.г}^{\circ}$ і $\rho_{H_2O}^{\circ}$ – густина сухих димових газів і водяної пари за нормальними умовами відповідно, кг/м³; d_r – вологовміст димових газів, кг/кг с.г; t_r – середня температура димових газів на ділянці, °С.

$$\rho_{с.г}^{\circ} = \frac{\rho_{RO_2}^{\circ} V_{RO_2}^{\circ} + \rho_{N_2}^{\circ} V_{N_2}^{\circ} + \rho_{с.п}^{\circ} (\alpha_{відх} - 1) V_{п}^{\circ}}{V_{RO_2}^{\circ} + V_{N_2}^{\circ} + (\alpha_{відх} - 1) V_{п}^{\circ}}, \quad (1.50)$$

де $\rho_{RO_2}^{\circ}$, $\rho_{N_2}^{\circ}$, $\rho_{с.п}^{\circ}$ – густина трьохатомних газів, азоту і сухого повітря за нормальними умовами відповідно, кг/м³.

Швидкість димових газів, м/с

$$\nu = V_i / S_r^{пп}, \quad (1.51)$$

де V_i – масова витрата продуктів згоряння на ділянці, м³/с; $S_r^{пп}$ – площа поперечного перерізу ділянки газохода, м².

Коефіцієнт опору тертя визначають за формулою Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{K_{екв}}{d_{екв}} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (1.52)$$

де $K_{екв}$ – коефіцієнт абсолютної шорсткості газоходу, м; Re – число Рейнольдса.

$$Re = \frac{\nu d_{\text{екв}}}{\nu},$$

де ν - кінематична в'язкість димових газів, м²/с (визначається за їх середньою температурою на ділянці).

Еквівалентний діаметр газоходу, м

$$d_{\text{екв}} = \frac{2ab}{a+b}, \quad (1.53)$$

де a і b - ширина і висота газоходу відповідно, м.

Після визначення розрахункового тиску H_p порівнюємо його з дійсною величиною тиску H_d .

Можливі два випадки включення КТАНів у газовий тракт котла:

- встановлення КТАНа за напрямком руху димових газів після димососа;
- встановлення КТАНа за напрямком руху димових газів перед димососом.

В обох випадках, у варіанті встановлення котла з КТАНом порівняно із варіантом встановлення котла без КТАНа, аеродинамічний опір газового тракту збільшується, оскільки зменшення аеродинамічного опору ділянки тракту від КТАНа до димової труби, що спонукається зменшенням об'ємної витрати димових газів при охолодженні в КТАНі, менше, ніж аеродинамічний опір самого КТАНа з газоходами його підключення.

При встановленні КТАНа за димососом можливі два варіанти роботи останнього:

- а). димосос має достатній запас напору для подолання збільшеного опору;
- б). збільшений опір перевищує наявний у димососа запас напору. В цьому випадку рекомендується або замінити двигун димососа на двигун з більшою частотою обертання, або взяти інший тип димососа.

Можливий також захід, коли в другому варіанті для подолання опору тільки КТАНа-утилізатора встановлюється окремий вентилятор, оскільки температура димових газів знижена. Останнє призведе до зменшення капіталовкладень порівняно з варіантом встановлення нового високонапірного димососа замість наявного.

При встановленні КТАНа перед димососом, окрім збільшення аеродинамічного опору газового тракту, відбувається також зменшення об'ємної витрати димових газів, які проходять через димосос, за рахунок їх охолодження у КТАНі.

Парові і водогрійні котли, для яких розроблений типовий ряд КТАНів-утилізаторів, звичайно комплектується димососами типу ДН. Характеристики V, H цих димососів показують, що з підвищенням їх продуктивності створюваний напір сильно зменшується. Зниження об'ємної продуктивності димососа за рахунок охолодження димових газів у КТАНі створює додатковий запас за напором. У переважній більшості випадків, як показує досвід Латдіпропрома з розробки великої кількості встановлення КТАНів на великій кількості об'єктів, при встановленні КТАНа перед димососом наявні з котлами димососи забезпечують необхідний напір. Таким чином, встановлення КТАНа перед димососом є більш прийнятним.

1.3.4.3. Методика теплового розрахунку екологічно чистої теплоутилізаційної установки

Вихідні дані до розрахунку

1. Для вибраного котла:

- тип;
- витрата природного газу B_k , м³/год;
- коефіцієнт надлишку повітря:

в топці α_T (звичайно беруть $\alpha_T = 1,05$);

в димових газах, що відходять $\alpha_{\text{відх}}$ (звичайно беруть $\alpha_{\text{відх}} = 1,30$).

2. Параметри продуктів згоряння:

а). на виході з котла:

- температура t'_T , °С;

- вологовміст d'_T , кг/кг с.г.;

- масова витрата сухих продуктів згоряння L_T^c , кг/с;

- ентальпія h'_T , кДж/кг;

б). на виході з контактного теплоутилізатора (КТУ):

- температура t''_T (звичайно беруть $t''_T = 30$ °С);

- відносна вологість φ''_T (звичайно беруть $\varphi''_T = 100\%$);

в). коефіцієнт байпасування поза КТУ Θ_T (звичайно беруть $\Theta_T = 0,2 \dots 0,3$).

3. Параметри повітря:

а). зовнішнього:

- температура $t_3 = t_{\text{ср.о}} = f(\text{населеного пункта})$;

- відносна вологість φ_3 (звичайно беруть $\varphi_3 = 60\%$);

б). після контактного повітрянагрівача (КПН):

- температура $t_{\text{к.п}}$ (звичайно беруть $t_{\text{к.п}} = 40$ °С);

- відносна вологість $\varphi_{\text{к.п}}$ (звичайно беруть $\varphi_{\text{к.п}} = 100\%$);

в). в верхній зоні котельні:

- температура $t_{\text{в.з}}$ (звичайно беруть $t_{\text{в.з}} = 30$ °С);

- відносна вологість $\varphi_{\text{в.з}}$ (звичайно беруть $\varphi_{\text{в.з}} = 30\%$);

г). на вході в котел:

- вологовміст $d_{\text{п.к}}$ (звичайно беруть $d_{\text{п.к}} = 40$ г/кг с.п.);

д). коефіцієнт байпасування поза КПН $\Theta_{\text{п}}$ (звичайно беруть $\Theta_{\text{п}} = 0,2$).

4. Температури потоків води:

а). циркуляційного контура:

- перед КТУ $\vartheta_{y.п}$ (звичайно беруть $\vartheta_{y.п} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$);

- після КТУ $\vartheta_{y.к}$ (звичайно беруть $\vartheta_{y.к} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$);

б). зовнішніх споживачів:

- на вході в теплообмінник $\vartheta_{сп.п}$ (звичайно беруть $\vartheta_{сп.п} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$);

- на виході з теплообмінника $\vartheta_{сп.к}$ (звичайно беруть $\vartheta_{сп.к} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$).

Розв'язання

Рівняння теплового балансу комплексної екологічно чистої теплоутилізаційної установки має наступний вигляд

$$Q_{кту} = Q_{кпн} + Q_{сп},$$

де $Q_{кту}$ – теплова потужність контактного теплоутилізатора, кВт; $Q_{кпн}$ і $Q_{сп}$ – теплова потужність контактного повітрянагрівача і зовнішніх споживачів відповідно, кВт.

Розглянемо послідовно методики розрахунків контактних теплоутилізатора і повітрянагрівача, проміжного теплообмінника, а також розрахунки циркуляційного контура, визначення екологічної та економічної ефективностей.

А. Контактний повітрянагрівач

Схема потоків в контактному повітрянагрівачу наведена на рис. 1.28.

- Теплова потужність КПН, кВт

$$Q_{кпн} = L_{п}^c (h_{п}'' - h_{п}') (1 - \theta_{п}),$$

де $L_{п}^c$ – масова витрата сухого повітря на КПН, кг/с; $h_{п}''$ і $h_{п}'$ – ентальпія повітря на виході з КПН і вході в нього відповідно, кДж/кг.

Масова витрата сухого повітря

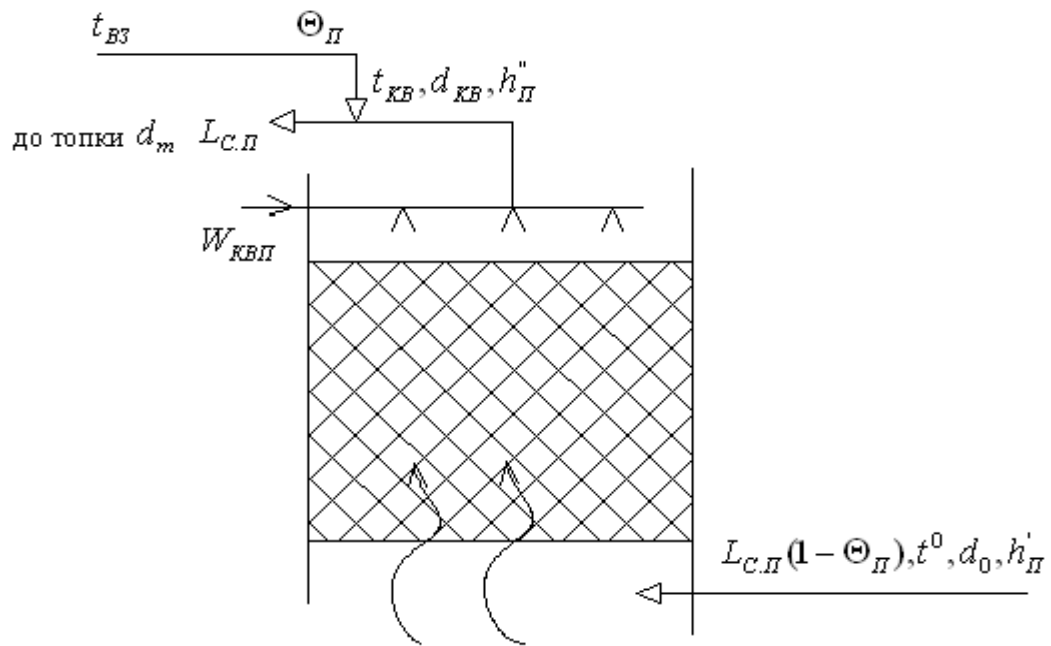


Рис. 1.28. Схема потоків в контактному повітрянагрівачу

$$L_{\text{II}}^c = \frac{B_{\text{к}}}{3600} V_{\text{II}}^0 \alpha_{\text{т}} \rho_{\text{с.п}}^0.$$

Ентальпія повітря на вході в КПН h'_i може бути визначена двома способами:

- за $h-d$ діаграмою при $t_{\text{ср.о}}$ і $\varphi_3 = 60\%$;
- за формулою

$$h'_{\text{II}} = 1,005t_{\text{ср.о}} + \left(2500 + 1,8t_{\text{ср.о}}\right) \frac{d_3}{1000},$$

де d_3 – вологовміст зовнішнього повітря, г/кг с.п.

$$d_3 = 622 \frac{\varphi_3 P_s(t_{\text{ср.о}})}{P_0 - \varphi_3 P_s(t_{\text{ср.о}})},$$

де $P_s(t_{\text{ср.о}})$ – тиск насиченої водяної пари при температурі $t_{\text{ср.о}}$, Па; P_0 – барометричний тиск зовнішнього повітря, Па.

Ентальпія повітря на виході з КПН h_1'' також може бути визначена двома способами:

- за $h-d$ діаграмою при відомих з вихідних даних параметрах $t_{к.п}$ і $\Phi_{к.п}$;
- за формулою

$$h_{\Pi}'' = 1,005t_{к.п} + (2500 + 1,8t_{к.п}) \frac{d_{к.п}}{1000}, \quad (1.54)$$

де $d_{к.п}$ – вологовміст повітря після КПН, г/кг с.п.

$$d_{к.п} = 622 \frac{\Phi_{к.п} P_s(t_{к.п})}{P_{\phi} - \Phi_{з\ s}(к.п)}, \quad (1.55)$$

де $P_s(t_{к.п})$ – тиск насиченої водяної пари при температурі $t_{к.п}$, Па.

Вологовміст повітря, яке надходить в топку котла $d_{п.к}$, можна визначити з розгляду процесу змішування повітря після КПН і верхньої зони котельні (точки К.П і В.З відповідно на рис. 1.29).

Для процесу змішування занотуємо співвідношення

$$\frac{L_{\Pi}^c \cdot 1000}{d_{к.п} - d_{в.з}} = \frac{L_{\Pi}^c \theta_{\Pi} \cdot 1000}{d_{к.п} - d_{п.к}}, \quad (1.56)$$

звідки визначаємо вологовміст повітря на вході в топку котла (точка П.К на рис 1.29)

$$d_{п.к} = d_{к.п} - \theta_{\Pi} (d_{к.п} - d_{в.з}).$$

- Середній вологовміст повітря в КПН, г/кг с.п

$$\bar{d}_{\Pi} = \frac{d_{к.п} - d_3}{\ln\left(\frac{d_{к.п}}{d_3}\right)}.$$

- Середня температура повітря в КПН, °С

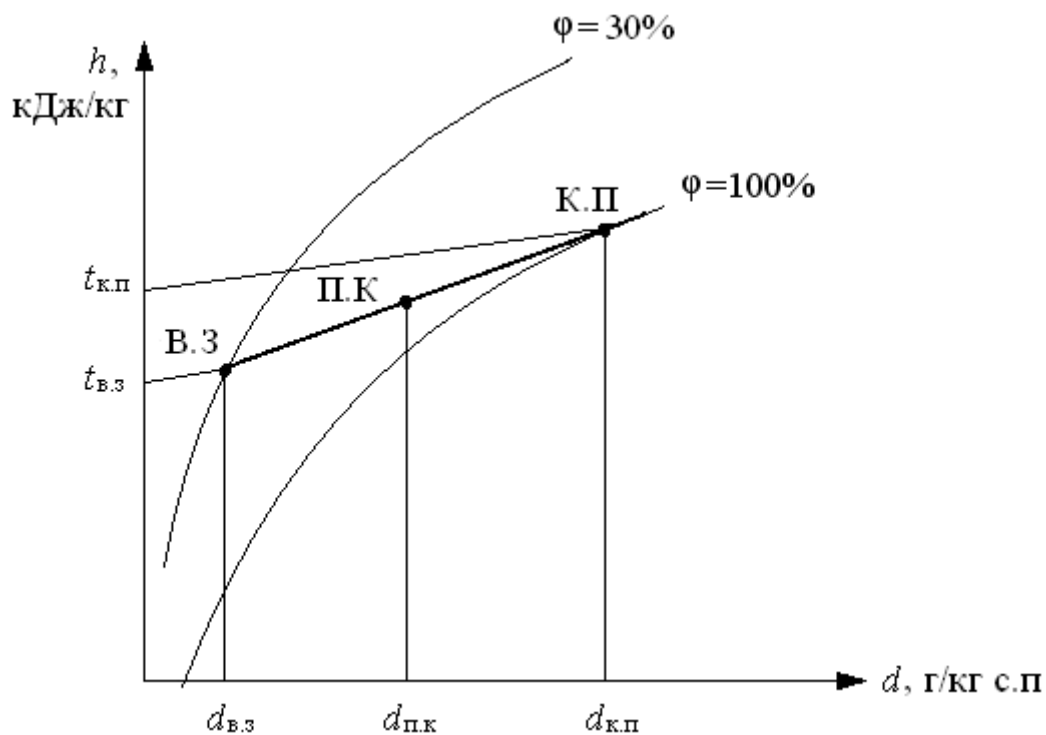


Рис. 1.29. Процес змішування повітря

$$\bar{t}_n = \frac{t_{к.п} - t_{ср.о}}{\ln \left(\frac{t_{к.п}}{t_{ср.о}} \right)}$$

- Середня густина повітря в КПН, кг/м³

$$\bar{\rho}_n = 273 \frac{\left[1,293 + 0,804 \left(\frac{\bar{d}_n}{1000} \right) \right]}{\left(1 + \frac{\bar{d}_n}{1000} \right) (273 + \bar{t}_n)}$$

- Середня об'ємна витрата повітря, що проходить через КПН, м³/с

$$\bar{V}_n = \frac{L_n^c (1 - \theta_n) \left(1 + \frac{\bar{d}_n}{1000} \right)}{\bar{\rho}_n}$$

- Площа поперечного перерізу КПН, m^2

$$f_{кпн} = \overline{V}_{п} / v_{п},$$

де $v_{п}$ – швидкість повітря в поперечному перерізі КПН, м/с (звичайно беруть $v_{п} = 1,5 \text{ м/с}$).

Б. Контактний теплоутилізатор

Раніше в залежності від типу і марки котла, а також характеристик природного газу були визначені величини: $t'_г$, °С, $d'_г$, кг/кг с.г., $h'_г$, кДж/кг, $G'_г$, кг/м³, $L'_г$, кг/с.

- За попередньо взятою температурою димових газів на виході з КТУ $t''_г = 30$ °С за довідковою таблицею (процеси зміни стану димових газів в насадці КТУ подібні до наведених вище для КТана-утилізатора – див. рис. 1.25) визначаємо їх вологовміст $d''_г$, кг/кг с.г. та ентальпію $h''_г$, кДж/кг.
- Попередня теплова потужність КТУ, кВт

$$Q_{кту}^o = L'_г (h''_г - h'_г) (1 - \theta_г). \quad (1.57)$$

- Попередня витрата циркуляційної води, що нагрівається в КТУ, кг/с

$$W_{кту}^o = \frac{Q_{кту}^o}{c_в (\vartheta_{у.к} - \vartheta_{у.п})}. \quad (1.58)$$

- Попередня витрата теплоти на нагрів води зовнішніх споживачів

$$Q_{сп}^o = Q_{кту}^o - Q_{кпн}. \quad (1.59)$$

- Попередня витрата циркуляційної води, яка надходить на нагрів води зовнішніх споживачів

$$W_{сп}^o = \frac{Q_{сп}^o}{c_в (\vartheta_{у.к} - \vartheta_{у.п})}. \quad (1.60)$$

- Попередня витрата води зовнішніх споживачів

$$G_{\text{сп}}^{\circ} = \frac{Q_{\text{сп}}^{\circ}}{c_{\text{в}}(\vartheta_{\text{сп.к}} - \vartheta_{\text{сп.п}})}. \quad (1.61)$$

- Параметри суміші димових газів перед димососом:

- ентальпія, кДж/кг

$$h_{\text{т.с}} = h'_{\text{т}}\theta_{\text{т}} + h''_{\text{т}}(1 - \theta_{\text{т}});$$

- вологовміст, кг/кг с.г.

$$d_{\text{т.с}} = d'_{\text{т}}\theta_{\text{т}} + d''_{\text{т}}(1 - \theta_{\text{т}});$$

- з рівняння для ентальпії

$$h_{\text{т.с}} = c_{\text{с.г}}\vartheta_{\text{т.с}} + (2500 + 1,97\vartheta_{\text{т.с}}) d_{\text{т.с}}$$

визначаємо температуру суміші

$$\vartheta_{\text{т.с}} = \frac{h_{\text{т.с}} - 2500d_{\text{т.с}}}{c_{\text{с.г}} + 1,97d_{\text{т.с}}},$$

де $c_{\text{с.г}}$ – теплоємність сухих димових газів, яку звичайно беруть 1кДж/(кг·К).

- Температура точки роси суміші димових газів перед димососом

$$\vartheta_{\text{р}}^{\text{г.с}} = 89,46 + 16,13 \ln d_{\text{т.с}}.$$

- Різниця температур суміші димових газів і її точки роси, °С

$$\Delta_{\text{с}} = \vartheta_{\text{т.с}} - \vartheta_{\text{р}}^{\text{г.с}}.$$

Ця різниця температур в деякій мірі є критерієм величини підсушки димових газів за рахунок байпасування частини з них поза контактним теплоутилізатором.

Отримана величина $\Delta_{\text{с}}$ порівнюється з заданою величиною $\Delta_{\text{с}}^{\text{з}} = 15 \div 20^{\circ}$, яку беруть за умови попередження конденсації водяної пари в газоході за КТУ та в димовій трубі.

Якщо $\Delta_c < \Delta_c^3$, то методом послідовних наближень збільшують коефіцієнт байпасування димових газів θ_r поза КТУ, відповідно уточнюються величини $Q_{кту}$, $W_{кту}$, $Q_{сп}$, $W_{сп}$, $G_{сп}$ за формулами (1.57) – (1.61).

- Середні параметри димових газів в контактному теплоутилізаторі:

- вологовміст, кг/кг с.г

$$\bar{d}_r = \frac{d'_r - d''_r}{\ln\left(\frac{d'_r}{d''_r}\right)}$$

- температура, °С

$$\bar{t}_r = \frac{t'_r - t''_r}{\ln\left(\frac{t'_r}{t''_r}\right)}$$

- За формулою (1.50) визначаємо густину сухих димових газів за нормальними умовами $\rho_{с.г}^o, \text{кг/м}^3$.
- За формулою (1.49) визначаємо середню густину димових газів в КТУ при \bar{d}_r та \bar{t}_r – $\bar{\rho}_r, \text{кг/м}^3$.
- Середня об'ємна витрата димових газів, які проходять через теплоутилізатор, $\text{м}^3/\text{с}$

$$\bar{V}_r = \frac{L_r^c (1 - \theta_r) (1 + \bar{d}_r)}{\bar{\rho}_r}$$

- З типового ряду беруть найближчий теплоутилізатор, площа поперечного перерізу якого ($f_{кпн}, \text{м}^2$) дорівнює раніше визначеній площі поперечного перерізу контактної повітрянагрівача ($f_{кпн}, \text{м}^2$), і визначають швидкість димових газів в теплоутилізаторі, м/с

$$v_{\Gamma} = \bar{v}_{\Gamma} / f_{\text{кту}}.$$

Якщо отримана швидкість $v_{\Gamma} > 2\text{м/с}$, то площа поперечного перерізу апарата збільшується і приймається за умовами нормальної роботи КПН.

Для вибраної комплексної теплоутилізаційної установки занотовують решту конструктивних характеристик, включаючи і висоту шару насадки.

В. Проміжний теплообмінник

Для нагріву води зовнішніх споживачів застосовується проміжний теплообмінник, який може бути або пластинчастим, або швидкісним секційним (рис. 1.30).

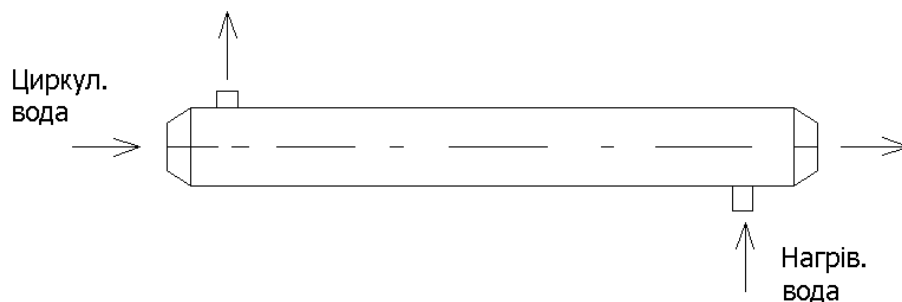


Рис. 1.30. Секція проміжного теплообмінника

Методики теплових і гідравлічних розрахунків теплообмінників – загально прийняті, але якщо беруть швидкісний секційний теплообмінник, то звичайно воду циркуляційного контуру теплоутилізаційної установки направляють в трубки, а воду зовнішніх споживачів – в міжтрубний простір (див. рис.1.30).

Г. Циркуляційний контур теплоутилізаційної установки

Схема потоків циркуляційному контуру наведена на рис. 1.31.

В залежності від режиму експлуатації комплексної тепло утилізаційної установки з її гідравлічного контура може відводитися відповідна маса конденсату, або буде необхідно підживлювати контур водою.

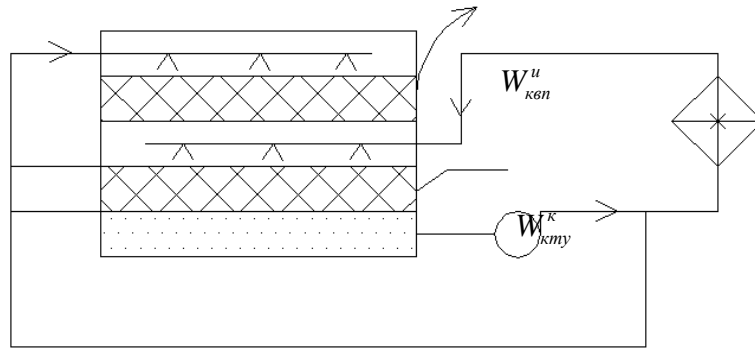


Рис. 1.31. Схема потоків в циркуляційному контурі

Масова витрата конденсату, що надходить в циркуляційний контур за рахунок конденсації водяних парів з димових газів у КТУ, кг/с

$$W_{\text{КТУ}}^{\text{К}} = L_{\text{Г}}^{\text{С}} (d' - d'')(1 - \theta_{\text{Г}}).$$

Масова витрата води, яка випаровується в КПН і поглинається повітрям, кг/с

$$W_{\text{КПН}}^{\text{В}} = L_{\text{П}}^{\text{С}} \left(\frac{d_{\text{К.П}} - d_3}{1000} \right) (1 - \theta_{\text{П}}).$$

У всіх розрахункових діапазонах експлуатації установки звичайно величина $W_{\text{КТУ}}^{\text{К}} > W_{\text{КПН}}^{\text{В}}$, тому з контура необхідно періодично відводити деяку масу води.

Д. Екологічна ефективність теплоутилізаційної установки

Підігрів дуттьового повітря котлів в КПН відбувається при безпосередньому контакті його з теплою водою в шарі насадки, що призводить до збільшення вологовмісту повітря.

Надходження в топку котла додаткової кількості водяних парів з дуттьовим повітрям сприяє зниженню температури у ядрі факела і зменшенню викидів NO_x з димовими газами.

Величину зменшення викидів оксидів азоту з димовими газами визначають у залежності від кількості надлишкових водяних парів, які надходять з дуттьовим повітрям, що приходяться на 1 кг спалюваного природного газу.

Величина питомої витрати водяної пари, кг/кг газу, яка надходить в топку котла

$$W_{\text{хт}} = 16,79\alpha \frac{d_{\text{к.п}}}{1000} (1 - \theta).$$

Концентрація оксидів азоту в продуктах згоряння природного газу при зволоженні дуттьового повітря, %

$$C'_{\text{NO}_x} = C_{\text{NO}_x} e^{-1,1W_x},$$

де C_{NO_x} – концентрація оксидів азоту в продуктах згоряння природного газу при подачі в топку котла дуттьового повітря без зволоження, %.

Е. Економічна ефективність теплоутилізаційної установки

При використанні екологічно чистої утилізаційної установки можливе зменшення витрати електроенергії на привід димососа, а також зменшення витрати природного газу.

а). Зменшення витрати електроенергії на привід димососа

При розташуванні теплоутилізаційної установки на всмоктувальній стороні димососа у зв'язку зі зменшенням температури димових газів і конденсації частини водяної пари, яка в них міститься, суттєво зменшується об'єм димових газів. Тому не дивлячись на збільшення аеродинамічного опору газового тракту котла можливе зниження витрати електричної енергії, що споживається димососом.

Ступінь зниження спожитої електроенергії, кВт·год/рік

$$\Delta N_g = \frac{\Delta V_{yx}(P_k - \Delta P_y) - \Delta P (V_2 - \Delta V_y)}{1000},$$

де ΔV_y – зменшення об'ємної витрати продуктів згоряння, які надходять до димососу, за рахунок зниження їх температури і конденсації частини водяної пари, м³/с; P_k – аеродинамічний опір газового тракту котла, Па; ΔP_y – аеродинамічний опір КТУ за димовими газами, Па; V_2 – об'ємні витрати димових газів при встановленні КТУ, м³/с; n – продовжуваність використання встановленої потужності котлів на природному газі, год/рік.

б). Економія природного газу

Сумарна економія природного газу складається з економії за рахунок попереднього підігріву дуттьового повітря і економії за рахунок зменшення витрат теплоти на нагрів води зовнішніх споживачів.

- Економія природного газу за рахунок попереднього підігріву повітря, м³/с

$$\Delta B_{\text{під}} = \frac{Q_{\text{під}}}{\eta_{\text{к.а}} Q_{\text{н}}^c},$$

де $Q_{\text{під}}$ – фізична теплота, яка необхідна для підігріву холодного повітря від t_3 до $t_{\text{к.п}}$, кВт ; $\eta_{\text{к.а}}$ – ККД котла;

$$Q_{\text{під}}^c = c_{\text{п}} (1 - \theta_{\text{п}}) (t_{\text{к.п}} - t_3),$$

де $c_{\text{п}}$ – питома масова теплоємність повітря, кДж/(кг·К).

- Економія природного газу за рахунок нагріву води зовнішніх споживачів у проміжному теплообміннику, м³/с

$$\Delta B_{\text{сп}} = \frac{Q_{\text{сп}}}{Q_{\text{н}}^c \eta_{\text{к.а}}}.$$

- Сумарна економія природного газу за рік, м³/рік

$$\Delta B_{\text{р}} = (\Delta B_{\text{під}} + \Delta B_{\text{сп}}) \cdot 3600n,$$

або умовного палива за рік, кг/рік

$$\Delta B_p^y = \Delta B_p Q_H^c / (Q_H^p)_y,$$

де $(Q_H^p)_y$ – нижча теплота згоряння умовного палива, кДж/кг (звичайно беруть 29330кДж/кг).

Розділ 2. ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ЖИТЛОВИХ БУДІВЛЯХ

2.1. Методика визначення енергетичної ефективності житлових та громадських будівель

Згідно з ДСТУ-Н Б А.2.2-5:2007 енергетичну ефективність будинку визначають такі показники:

- питомі тепловитрати на опалення будинку за опалювальний період $q_{\text{буд}}$, кВт·год/м² [кВт·год/м³];
- загальний коефіцієнт теплопередачі теплоізоляційної оболонки будинку $k_{\text{буд}}$, Вт/(м²·К);
- приведений коефіцієнт теплопередачі теплоізоляційної оболонки будинку $k_{\text{спр}}$, Вт/(м²·К);
- умовний коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій будинку $k_{\text{інф}}$, Вт/(м²·К), що враховує тепловтрати за рахунок інфільтрації та вентиляції;
- середня кратність повітрообміну за опалювальний період $n_{\text{об}}$, год⁻¹;
- коефіцієнт скління фасадів будинку $m_{\text{ск}}$;
- показник компактності будинку $A_{\text{к буд}}$, м⁻¹.

2.1.1. Питомі тепловитрати на опалення

При проектуванні теплоізоляційної оболонки будинків питомі теплові витрати на їх опалення повинні відповідати умові

$$q_{\text{буд}} \leq E_{\text{max}}, \quad (2.1)$$

де $q_{\text{буд}}$ – розрахункові або фактичні питомі теплові витрати за опалювальний період, кВт·год/м² [кВт·год/м³]; E_{max} – максимально допустиме значення питомих тепловитрат на опалення будинку за опалювальний період, кВт·год/м² [кВт·год/м³].

Клас енергетичної ефективності будинку визначається за різницею розрахункового або фактичного значення питомих тепловитрат від максимально допустимого значення, % (див. табл. 2.1), тобто

$$\delta q_{\text{буд}} = [(q_{\text{буд}} - E_{\text{max}}) / E_{\text{max}}] 100. \quad (2.2)$$

Таблиця 2. 1 – Класифікація будинків за енергетичною ефективністю

Клас енергетичної ефективності будинку	Різниця питомих тепловитрат $\delta q_{\text{буд}}$, %
A	Мінус 50 та менше
B	Від мінус 49 до мінус 10
C	Від мінус 9 до плюс 5
D	Від плюс 5 до плюс 25
E	Від плюс 26 до плюс 75
F	Плюс 76 та більше

Необхідний клас енергетичної ефективності будинку задається у завданні на проектування, але у всіх випадках повинен бути не нижче «С».

2.1.1.1. Максимально допустимі значення питомих теплових витрат на опалення житлових та громадських будівель згідно з даними ДБН В.2.6-31:2006 наведені в табл. 2.2.

2.1.1.2. Розрахункове значення питомих тепловитрат на опалення будинку за опалювальний період $q_{\text{буд}}$, кВт · год/м² або кВт · год/м³, визначається за формулою

$$q_{\text{буд}} = Q_{\text{рік}} / F_h \quad \text{або} \quad q_{\text{буд}} = Q_{\text{рік}} / V_h, \quad (2.3)$$

де $Q_{\text{рік}}$ - витрати теплової енергії на опалення будинку протягом опалювального періоду року, кВт · год, що визначаються на підставі результатів енергетичного аудиту будинку або за результатами розрахунків; F_h , V_h - опалювана площа або об'єм будинку, м² або м³.

2.1.1.3. Розрахункові витрати теплової енергії $Q_{\text{рік}}$ визначаються за формулою

$$Q_{\text{рік}} = [Q_k - (Q_{\text{вн п}} + Q_s) \cdot v \cdot \zeta] \cdot \beta_h, \quad (2.4)$$

де Q_k - загальні тепловтрати будинку через огорожувальну оболонку будинку, кВт · год; $Q_{\text{вн п}}$ - побутові теплонадходження протягом опалювального періоду, кВт·год; Q_s - теплові надходження через вікна від сонячної радіації протягом опалювального періоду, кВт · год, для чотирьох

Таблиця 2.2. Нормативні максимальні теплові витрати житлових і громадських будинків (E_{\max})

№ поз.	Призначення будівлі	Значення E_{\max} , кВт·год/м ² [кВт·год/м ³], для температурної зони України	
		I	II
1	Житлові будинки поверховістю:		
	1	$600 \times F_h^{-1/4}$	$500 \times F_h^{-1/4}$
	від 2 до 3	$470 \times F_h^{-1/4}$	$400 \times F_h^{-1/4}$
	від 4 до 9	55	48
	від 10 до 16	48	42
	від 17 до 24	43	38
	25 і більше	40	35
2	Громадські будівлі та споруди окрім груп будівель за позиціями 3-6 поверховістю:		
	від 1 до 3	$[230 \times V_h^{-1/3}]$	$[200 \times V_h^{-1/3}]$
	від 4 до 9	[15]	[13]
	від 10 до 16	[14]	[12]
	від 17 до 24	[13]	[11]
	25 і більше	[12]	[11]
3	Будинки та споруди навчальних закладів	[31]	[28]
4	Будинки та споруди дитячих дошкільних закладів	[36]	[33]
5	Заклади охорони здоров'я	[47]	[42]
6	Підприємства торгівлі	[15]	[12]
7	Готелі	51	44
<p>Примітка: F_h – опалювана площа житлового будинку, м²; V_h – опалюваний об'єм громадського будинку або споруди, м³.</p>			

Примітки до табл. 2.2: 1. Опалювана площа будинку (F_h , м²) визначається як площа поверхів (у тому числі й мансардного, опалюваного цокольного й підвального) будинку, яка вимірюється в межах внутрішніх поверхонь зовнішніх стін, включаючи площу, що займають перегородки й внутрішні стіни.

В опалювану площу включаються опалювані сходові клітки, ліфтові та інші шахти з урахуванням їх площі на кожному поверсі.

В опалювану площу будинку не включаються площі теплих горищ і техпідпілля, неопалюваних технічних поверхів, підвалу (підпілля), холодних неопалюваних веранд, сходових клітин, а також холодного горища, або його частини, не занятого під мансарду.

2. Опалюваний об'єм будинку ($V_h, \text{м}^3$) визначається як добуток опалюваної площі поверху на внутрішню висоту, що вимірюється від поверхні підлоги першого поверху до поверхні стелі останнього поверху.

У разі складних форм внутрішнього об'єму будинку опалюваний об'єм визначається як об'єм простору, що обмежений внутрішніми поверхнями зовнішніх огорожувальних конструкцій (стін, покриття, або горищного перекриття, цокольного перекриття).

Для підземних автостоянок опалюваний об'єм обмежується перекриттям над автостоянкою.

фасадів будинків, орієнтованих за чотирма сторонами світу - північ (Пн),

схід (С), південь (Пд) і захід (З), або за проміжними напрямками (північ -

захід (ПнЗ), північ - схід (ПнС), південь - схід (ПдС) і південь - захід (ПдЗ);

ν - коефіцієнт, що враховує здатність огорожувальних конструкцій

будинків акумулювати або віддавати тепло при періодичному тепловому

режимі і визначається згідно ДБН В.2.5-24; за відсутності точних даних

слід приймати $\nu = 0,8$; ζ – коефіцієнт авторегулювання подавання тепла в

системах опалення; рекомендовані значення: $\zeta = 1,0$ - в однотрубній

системі з термостатами та з пофасадним авторегулюванням на ІТП або

поквартирним горизонтальним розведенням; $\zeta = 0,95$ - у двотрубній

системі опалення з термостатами та з центральним авторегулюванням на

ІТП; $\zeta = 0,9$ – в однотрубній системі з термостатами та з центральним

авторегулюванням на ІТП, а також у двотрубній системі опалення з

термостатами і без авторегулювання на ІТП; $\zeta = 0,85$ - в однотрубній

системі опалення з термостатами і без авторегулювання на ІТП; $\zeta = 0,7$ - у

системі без термостатів та з центральним авторегулюванням на ІТП з

коригуванням за температурою внутрішнього повітря; $\zeta = 0,5$ - у системі

без термостатів та без авторегулювання на ІТП (регулювання центральне в

ІТП або котельні); β_h – коефіцієнт, що враховує додаткове

теплоспоживання системою опалення, пов'язане з дискретністю

номінального теплового потоку номенклатурного ряду опалювальних

приладів і додатковими тепловтратами через зарядіаторні ділянки огорож,

тепловтратами трубопроводів, що проходять через неопалювані

приміщення: для багатосекційних та інших протяжних будинків $\beta_h = 1,13$,

для будинків баштового типу $\beta_h = 1,11$.

2.1.1.4. Загальні теплові втрати будинку через огорожувальну оболонку, кВт · год

$$Q_k = 24 K_{\text{буд}} D_d F_{\Sigma} \cdot 10^{-3}, \quad (2.5)$$

де $K_{\text{буд}}$ - загальний коефіцієнт теплопередачі теплоізоляційної оболонки будинку, Вт/(м² · К); D_d - кількість градусо-днів опалювального періоду; F_{Σ} - загальна площа внутрішньої поверхні зовнішніх огорожувальних конструкцій будинку з урахуванням покриття (перекриття) верхнього поверху й перекриття підлоги нижнього опалюваного приміщення, м².

Примітки: 1. Загальна площа зовнішніх стін (з урахуванням віконних і дверних прорізів) (F_{Σ} , м²) визначається як добуток периметра зовнішніх стін по внутрішній поверхні на внутрішню висоту будинку, що вимірюється від поверхні підлоги першого поверху до поверхні стелі останнього поверху з урахуванням площі віконних і дверних укосів глибиною від внутрішньої поверхні стіни до внутрішньої поверхні віконного або дверного блока. Сумарна площа вікон визначається за розмірами прорізів у світлі. Площа зовнішніх стін (непрозорої частини) визначається як різниця загальної площі зовнішніх стін і площі вікон і зовнішніх дверей.

Площа горизонтальних зовнішніх огорожувальних конструкцій (покриття, горищного й цокольного перекриття) визначається як площа поверху будинку (у межах внутрішніх поверхонь зовнішніх стін). При похилих поверхнях стель останнього поверху площа покриття, горищного перекриття визначається, як площа внутрішньої поверхні стелі.

2. Кількість градусо-днів опалювального періоду визначається за формулою

$$D_d = (t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.о}}) n_o, \quad (2.6)$$

де $t_{\text{вн}}$ - температура внутрішнього повітря, °С (див. табл. 2.3); $t_{\text{ср.о}}$ - середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, °С (див. табл. 2.4); n_o - продовжуваність опалювального періоду, днів (див. табл. 2.4).

Таблиця 2.3. Розрахункові значення температури й вологості повітря приміщень в опалювальний період

Призначення будинків	Розрахункова температура внутрішнього повітря $t_{\text{вн}}$, °С	Розрахункове значення відносної вологості $\phi_{\text{вн}}$, %
Житлові	20	55
Громадські та адміністративні	20	50-60
Лікувальні й дитячі навчальні	21	50
Дошкільні заклади	22	50

Слід зазначити, що в залежності від кількості градусо – днів (г – д) опалювального періоду D_d , Україна поділена на дві температурних зони (див. рис.2.1).

Якщо $D_d > 3501$ г – д, то населений пункт належить до I зони;

Якщо $D_d < 3500$ г – д – до II зони.

Таблиця 2.4. Параметри зовнішнього повітря деяких міст України

Населений пункт	Град. пн. ш.	Холодний період року											Теплий період року			
		Температура, °С					Період із середньодобовою температурою				Розрахункова відносна вологість повітря (в січні), %	Розрахункова швидкість вітру (в січні), м/с	Температура, °С		Розрахункова відносна вологість повітря (в липні), %	Розрахункова швидкість вітру (в липні), м/с
		Середня найхолоднішого місяця ($t_{\text{ср.х.м}}$)		Найхолоднішої доби забезпеченістю		Найхолоднішої ятиденки забезпеченістю		$\leq 8\text{ }^{\circ}\text{C}$		$\leq 10\text{ }^{\circ}\text{C}$			Найжаркішої п'ятиденки забезпеченістю 0,99 ($t_{\text{р.в.т}}$)	Найжаркішої доби забезпеченістю 0,95 ($t_{\text{р.кп.т}}$)		
		0,98	0,92	0,98	0,92 ($t_{\text{р.о}}$)	Тривалість, діб (n_0)	Середня температура, °С ($t_{\text{ср.о}}$)	Тривалість, діб	Середня температура, °С							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Вінниця	49°19'	-5,1	-29	-26	-25	-21	182	-0,2	202	0,6	85	3,9	23	27	73	3,0
Дніпропетровськ	48°22'	-4,7	-29	-27	-26	-24	172	-0,2	188	0,6	86	5,2	26	30	64	3,8
Донецьк	48°04'	-5,2	-29	-27	-24	-22	176	-0,5	192	0,3	86	5,3	26	30	63	3,5
Житомир	50°17'	-5,1	-29	-25	-24	-22	184	-0,2	203	0,5	85	4,5	23	27	74	3,1
Запоріжжя	47°48'	-3,5	-27	-24	-23	-21	166	0,6	182	1,4	85	2,7	26	30	63	1,7
Івано-Франківськ	48°54'	-4,3	-26	-24	-22	-20	179	0,4	200	1,2	83	2,9	22	27	75	2,6
Київ	50°24'	-4,7	-29	-26	-25	-22	176	-0,1	195	0,7	83	2,8	23	28	69	2,1

Продовження таблиці 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Кіровоград	48°30'	-4,9	-30	-26	-25	-22	175	-0,3	192	0,5	86	4,3	25	29	66	3,4
Луганськ	48°34'	-5,0	-32	-29	-27	-25	172	-0,4	188	0,4	82	3,0	26	30	63	1,9
Луцьк	50°45'	-4,2	-27	-24	-22	-20	180	0,3	201	1,1	86	4,2	23	27	74	2,9
Львів	49°49'	-4,0	-25	-24	-20	-19	179	0,4	201	1,2	84	4,0	23	27	75	2,8
Миколаїв	46°58'	-2,6	-26	-23	-22	-20	161	1,1	178	2,0	84	4,0	25	30	61	3,3
Одеса	46°26'	-1,3	-24	-21	-20	-18	158	2,0	178	3,0	82	4,1	25	29	67	2,9
Полтава	49°36'	-5,6	-30	-27	-25	-23	178	-0,8	195	0,0	85	4,1	25	29	66	2,8
Рівне	50°35'	-4,6	-27	-25	-22	-21	182	0,1	202	0,6	86	4,5	23	27	75	3,3
Сімферополь	44°57'	-0,3	-22	-20	-18	-15	154	2,6	175	3,5	84	5,0	25	28	63	4,0
Суми	50°53'	-6,6	-30	-29	-27	-25	187	-0,4	204	-0,6	86	4,4	24	28	72	3,1
Тернопіль	49°33'	-5,0	-26	-24	-22	-20	184	-0,2	205	0,6	85	4,2	22	26	74	2,9
Ужгород	48°38'	-2,4	-25	-23	-21	-18	154	1,4	175	2,5	82	2,2	27	30	67	2,3
Харків	49°56'	-5,9	-31	-28	-26	-23	179	-1,0	196	-0,2	84	4,4	25	29	66	3,3
Херсон	46°38'	-2,5	-27	-23	-23	-19	163	1,3	181	2,2	85	3,9	26	30	62	2,9
Хмельницький	49°26'	-4,9	-26	-25	-22	-21	183	-0,1	203	0,7	86	4,4	22	27	75	3,1
Феодосія	45°02'	1,2	-22	-19	-17	-15	142	3,6	163	4,3	82	4,1	26	30	65	3,1
Черкаси	49°26'	-5,0	-29	-26	-24	-21	178	-0,3	195	0,5	84	4,3	24	28	70	3,0
Чернівці	48°16'	-4,1	-26	-24	-22	-20	175	0,5	196	1,4	83	3,8	24	27	72	3,2
Чернігів	51°24'	-5,9	-31	-28	-27	-23	187	-0,9	204	-0,2	85	4,2	23	27	72	3,2
Ялта	44°24'	4,1	-10	-8	-7	-6	126	5,3	152	6,1	64	2,5	26	31	60	2,1



Рис.2.1. Карта-схема температурних зон України:
 I зона - $D_d > 3501$ г – д; II зона - $D_d < 3500$ г – д.

2.1.1.5. Загальний коефіцієнт теплопередачі теплоізоляційної оболонки будинку, Вт/(м² · К), визначається за формулою

$$K_{\text{буд}} = k_{\Sigma\text{пр}} + k_{\text{інф}} \quad (2.7)$$

де $k_{\Sigma\text{пр}}$ - приведений коефіцієнт теплопередачі теплоізоляційної оболонки будинку, Вт/(м² · К); $k_{\text{інф}}$ - умовний коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій будинку, Вт/(м² · К), що враховує тепловтрати за рахунок інфільтрації та вентиляції.

2.1.1.6. Приведений коефіцієнт теплопередачі теплоізоляційної оболонки будинку, Вт/(м² · К)

$$k_{\Sigma\text{пр}} = \xi (F_{\text{нп}}/R_{\Sigma\text{пр нп}} + F_{\text{сп}}/R_{\Sigma\text{пр сп}} + F_{\text{д}}/R_{\Sigma\text{пр д}} + F_{\text{пк}}/R_{\Sigma\text{пр пок}} + F_{\text{ц}}/R_{\Sigma\text{пр ц}}) / F_{\Sigma}, \quad (2.8)$$

де ξ - коефіцієнт, що враховує додаткові тепловтрати, пов'язані з орієнтацією огорож за сторонами світу, наявністю кутових приміщень, надходженням холодного повітря через входи в будинок; для житлових будинків $\xi = 1,13$, для інших будинків $\xi = 1,1$; $F_{\text{нп}}$, $F_{\text{сп}}$, $F_{\text{д}}$, $F_{\text{пк}}$, $F_{\text{ц}}$ - площа відповідно стін (непрозорих частин), світлопрозорих конструкцій (вікон, ліхтарів), зовнішніх дверей і воріт, покриттів (горищних перекриттів), цокольних перекриттів, м²; $R_{\Sigma\text{пр нп}}$, $R_{\Sigma\text{пр сп}}$, $R_{\Sigma\text{пр д}}$, $R_{\Sigma\text{пр пок}}$, $R_{\Sigma\text{пр ц}}$ - приведений опір теплопередачі відповідно стін, світлопрозорих конструкцій (вікон, ліхтарів), зовнішніх дверей і воріт, покриттів (горищних перекриттів), цокольних перекриттів, (м²·К)/Вт; підлог по ґрунту - з урахуванням їх поділу на зони із значенням опору теплопередачі.

Для перекриттів теплих горищ та цокольних перекриттів над техпідпіллям відношення $(F_{\text{пк}}/R_{\Sigma\text{пр пок}})$ і $(F_{\text{ц}}/R_{\Sigma\text{пр ц}})$ в формулі (2.8) необхідно помножити на показник n , що визначається за формулою

$$n = (t_{\text{вн}} - t_x) / (t_{\text{вн}} - t_3), \quad (2.9)$$

де t_x - температура внутрішнього повітря теплового горища або техпідпілля, °С; t_3 - розрахункове значення температури зовнішнього повітря, °С, що визначається згідно з ДБН В.2.6-31 в залежності від температурної зони експлуатації будинку: для I температурної зони мінус 22 °С, для II температурної зони мінус 19 °С.

А. Розрахункове визначення приведенного опору теплопередачі непрозорих огорожувальних конструкцій

а). Опір теплопередачі термічно однорідної непрозорої огорожувальної конструкції, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, визначається за формулою

$$R_{\Sigma} = \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum_{i=1}^n R_i + \frac{1}{\alpha_3} = \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_{ip}} + \frac{1}{\alpha_3}, \quad (2.10)$$

де $\alpha_{\text{вн}}$, α_3 - коефіцієнти тепловіддачі внутрішньої і зовнішньої поверхонь огорожувальної конструкції, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – (див. табл. 2.5); R_i - термічний опір i -го шару конструкції, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$; δ_i - товщина i -го шару конструкції, м ; λ_{ip} - теплопровідність матеріалу i -го шару конструкції в розрахункових умовах експлуатації, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – (див. табл. 2.6).

б). Приведений опір теплопередачі термічно неоднорідної непрозорої огорожувальної конструкції, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, розраховується за формулою

$$R_{\Sigma \text{ пр}} = \frac{F_{\Sigma}}{\sum_{j=1}^J \frac{F_j}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + R_j + \frac{1}{\alpha_3}}}, \quad (2.11)$$

де F_{Σ} – площа огорожувальної конструкції, м^2 ; F_j – площа j – ї термічно однорідної зони, м^2 ; R_j - термічний опір теплопередачі термічно однорідної зони, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, що визначається експериментально або на підставі результатів розрахунків двовірного (тримірного) температурного поля й розраховується за формулою

$$R_j = \frac{\bar{\tau}_{\text{в}j} - \bar{\tau}_{\text{з}j}}{q_j}, \quad (2.12)$$

де $\bar{\tau}_{\text{в}j}$, $\bar{\tau}_{\text{з}j}$ - середні температури внутрішньої і зовнішньої поверхонь термічно однорідної зони, $^{\circ}\text{C}$, відповідно; q_j - густина теплового потоку через термічно однорідну зону, $\text{Вт}/\text{м}^2$.

Для замкнутих повітряних прошарків R_j визначається згідно з табл. 2.7, 2.8.

Таблиця 2.5. Розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі внутрішньої $\alpha_{вн}$ та зовнішньої $\alpha_з$ поверхонь огорожувальних конструкцій

Тип конструкції	Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м ² ·К)	
	$\alpha_{вн}$	$\alpha_з$
Зовнішні стіни, дахи, покриття, перекриття над проїздами плоскі та з ребрами при відношенні висоти ребра h до відстані між гранями b сусідніх ребер: $h/b \leq 0,3$	8,7	23
$h/b > 0,3$	7,6	23
Перекриття горищ та холодних підвалів	8,7	12
Перекриття над холодними підвалами та технічними поверхами, що розташовані нижче рівня землі	8,7	6
Вікна, балконні двері, вітражі та світлопрозорі фасадні системи	8,0	23
Зенітні ліхтарі	9,9	23

в). Для окремих вузлів сполучення огорожень приведений опір теплопередачі цих вузлів визначається за формулою

$$R_{пр} = \frac{F_{\Sigma}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{R_{\Sigma i}} F_i + \sum_{j=1}^m k_j L_j}, \quad (2.13)$$

де $R_{\Sigma j}$, F_j - опір теплопередачі, (м²·К)/Вт, та площа, м², j -го фрагмента основного поля конструкції; k_j - лінійний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м · К), j -го теплопровідного включення вузлів сполучення огорожувальних конструкцій (визначається за табл. ИЗ дод. И ДБН В.2.6-31:2006), а для конструкцій, що не включені в таблицю ИЗ, значення цього показника визначаються за результатами розрахунків двовірних (тримірних) температурних полів згідно з п.И5 дод. И ДБН В.2.6-31:2006; L_j - лінійний розмір, м, j -го теплопровідного включення за внутрішньою поверхнею термічно неоднорідної огорожувальної конструкції.

Таблиця 2.6. Теплофізичні характеристики деяких будівельних матеріалів

Назва матеріалу	Характеристики в сухому стані				Характеристики в умовах експлуатації					
	густина ρ_0 , кг/м ³	теплоємність c_0 , кДж/(кг·К)	теплопровідність λ_0 , Вт/(м·К)	розрахункова вологість w, %		теплопровідність λ_p , Вт/(м·К)		коефіцієнт теплотозасвоєння s_p , Вт/(м ² ·К)		
				А	Б	А	Б	А	Б	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Конструкційно-теплоізоляційні і конструкційні матеріали										
Бетони ніздрюваті	500	0,84	0,12	4	6	0,15	0,16	2,38	2,48	
	600	0,84	0,13	4	6	0,16	0,18	2,65	2,9	
	700	0,84	0,18	6	8	0,24	0,27	3,66	3,98	
	800	0,84	0,21	6	8	0,27	0,30	4,16	4,51	
	900	0,84	0,24	6	8	0,33	0,36	4,82	5,23	
	1000	0,84	0,29	8	12	0,38	0,44	5,72	6,59	
	1100	0,84	0,34	10	15	0,45	0,51	6,74	7,74	
	1200	0,84	0,38	10	15	0,49	0,55	7,37	8,48	
Газо- та пінозобетон	1000	0,84	0,23	15	22	0,44	0,5	6,86	8,01	
	1200	0,84	0,29	15	22	0,52	0,58	8,17	9,46	
Керамзитобетон на керамзитовому піску	500	0,84	0,14	5	10	0,17	0,23	2,55	3,25	
	600	0,84	0,16	5	10	0,20	0,26	3,03	3,78	
	800	0,84	0,21	5	10	0,24	0,31	3,83	4,77	
	1000	0,84	0,27	5	10	0,33	0,41	5,03	6,13	
	1200	0,84	0,36	5	10	0,44	0,52	6,36	7,57	
	1400	0,84	0,47	5	10	0,56	0,65	7,75	9,14	
	1600	0,84	0,58	5	10	0,67	0,79	9,06	10,77	
Перлітобетон	1800	0,84	0,66	5	10	0,80	0,92	10,5	12,33	
	600	0,84	0,12	10	15	0,19	0,23	3,24	3,84	
	800	0,84	0,16	10	15	0,27	0,33	4,45	5,32	
	1000	0,84	0,22	10	15	0,33	0,38	5,5	6,38	
Залізобетон	1200	0,84	0,29	10	15	0,44	0,5	6,96	8,01	
	2500	0,84	1,69	2	3	1,92	2,04	17,98	18,95	

Продовження таблиці 2.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Бетон на гравії або щебені з природного каменю	2400	0,84	1,51	2	3	1,74	1,86	16,77	17,88
Кладка з керамічної порожнистої цегли ($\rho = 1400$ кг/м ³) на цементно-піщаному розчині	1600	0,88	0,47	1	2	0,58	0,64	7,91	8,48
Кладка з керамічної порожнистої цегли ($\rho = 1300$ кг/м ³) на цементно-піщаному розчині	1400	0,88	0,41	1	2	0,52	0,58	7,01	7,56
Кладка з керамічної порожнистої цегли ($\rho = 1000$ кг/м ³) на цементно-піщаному розчині	1200	0,88	0,35	1	2	0,47	0,52	6,16	6,62
Кладка з повнотілої глиняної цегли звичайної на цементно-піщаному розчині	1800	0,88	0,56	1	2	0,70	0,81	9,2	10,12
Кладка з повнотілої глиняної цегли звичайної на цементно-шлаковому розчині	1700	0,88	0,52	1,5	3	0,64	0,76	8,64	9,7
Кладка з повнотілої глиняної цегли звичайної на цементно-перлітовому розчині	1600	0,88	0,47	2	4	0,58	0,70	8,08	9,23
Кладка з силікатної цегли на цементно-піщаному розчині	1800	0,88	0,70	2	4	0,76	0,87	9,77	10,9
Кладка з трепельної цегли на цементно-піщаному розчині	1000	0,88	0,29	2	4	0,41	0,47	5,35	5,96
Кладка з шлакової цегли на цементно-піщаному розчині	1200	0,88	0,35	2	4	0,47	0,52	6,26	6,49
Кладка з шлакової цегли на цементно-піщаному розчині	1500	0,88	0,52	1,5	3	0,64	0,70	8,12	8,76
Кладка з блоків керамзитошлакобетонних ($\rho = 800$ кг/м ³) на цементно-піщаному розчині	1350	0,88	0,34	1	2	0,46	0,51	5,95	6,41
Кладка з блоків керамзитошлакобетонних ($\rho = 850$ кг/м ³) на цементно-піщаному розчині	1400	0,88	0,31	1	2	0,37	0,43	5,06	5,91
Кладка з блоків кремнезитоцементних на вапняному розчині із сіопорового та кварцового піску	400	0,88	0,085	3	6	0,09	0,092	1,62	1,74
Сталь арматурна	7850	0,482	58	0	0	58	58	126,5	126,5
Чавун	7200	0,482	50	0	0	50	50	112,5	112,5
Алюміній	2600	0,84	221	0	0	221	221	187,6	187,6
Латунь, мідь	8500	0,42	407	0	0	407	407	326	326
Скло віконне	2500	0,84	0,76	0	0	0,76	0,76	10,79	10,79

Продовження таблиці 2.6

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сосна та ялина: волокон	поперек	500	2,3	0,09	15	20	0,14	0,18	3,87	4,54
	уздовж волокон	500	2,3	0,18	15	20	0,29	0,35	5,56	6,33
Дуб: волокон	поперек	700	2,3	0,10	10	15	0,18	0,23	5,0	5,86
	уздовж волокон	700	2,3	0,23	10	15	0,35	0,41	6,9	7,83
Розчин цементно-піщаний		1600	0,84	0,47	2	4	0,70	0,81	8,69	9,76
Плити керамічні для підлоги		2000	0,88	0,89	3	5	0,96	1,1	11,63	12,55
Асфальтобетон		2100	1,68	1,05	0	0	1,05	1,05	16,43	16,43
Руберойд, пергамін		600	1,68	0,17	0	0	0,17	0,17	3,53	3,53
Лінолеум полівінілхлоридний на тканинній основі		1400	1,47	0,23	0	0	0,23	0,23	5,87	5,87
		1600	1,47	0,29	0	0	0,29	0,29	7,05	7,05
Матеріали бітумні, бітумно-полімерні покрівельні та гідроізоляційні		1000	1,68	0,17	0	0	0,17	0,17	4,56	4,56
		1200	1,68	0,22	0	0	0,22	0,22	5,69	5,69
		1400	1,68	0,27	0	0	0,27	0,27	6,8	6,8
Теплоізоляційні матеріали										
Плити з мінеральної вати на синтетичному зв'язуючому негофрованої структури		75	0,84	0,047	2	5	0,055	0,062	0,55	0,61
		125	0,84	0,049	2	5	0,060	0,070	0,73	0,82
		150	0,84	0,044	2	5	0,055	0,066	0,75	0,87
		175	0,84	0,046	2	5	0,058	0,072	0,83	0,98
		200	0,84	0,049	2	5	0,064	0,081	0,93	1,11
Плити пінополістирольні		15	1,34	0,040	2	10	0,045	0,055	0,28	0,33
		25	1,34	0,038	2	10	0,043	0,053	0,34	0,40
		35	1,34	0,037	2	10	0,041	0,050	0,40	0,46
		50	1,34	0,034	2	10	0,040	0,045	0,46	0,53
Вироби з жорсткого пінополіуретану		40	1,47	0,029	2	5	0,040	0,040	0,40	0,42
		60	1,47	0,035	2	5	0,041	0,041	0,53	0,55
		80	1,47	0,041	2	5	0,050	0,050	0,67	0,70
Вермикулітобетон		400	0,84	0,09	8	13	0,11	0,13	1,94	2,29
		600	0,84	0,14	8	13	0,16	0,17	2,87	3,21
		800	0,84	0,21	8	13	0,23	0,26	3,97	4,58
Щебінь перлітовий		300	0,84	0,112	1	2	0,115	0,12	1,42	1,51
Щебінь вермикулітовий		250	0,84	0,112	2	3	0,13	0,15	1,48	1,62

Продовження таблиці 2.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Гравій керамзитовий	200	0,84	0,099	2	3	0,11	0,12	1,22	1,3
	300	0,84	0,14	2	3	0,12	0,13	1,56	1,66
	400	0,84	0,12	2	3	0,13	0,14	1,87	1,99
	600	0,84	0,14	2	3	0,17	0,2	2,62	2,91
	800	0,84	0,18	2	3	0,21	0,23	3,36	3,6
Розчини цементно-перлітові	600	0,84	0,14	10	15	0,19	0,23	3,24	3,84
	800	0,84	0,16	7	12	0,21	0,26	3,73	4,51
	1000	0,84	0,21	7	12	0,26	0,30	4,64	5,42
Розчини цементно-кремнезитові	200	0,84	0,063	4	8	0,072	0,08	1,03	1,17
	300	0,84	0,073	4	8	0,082	0,09	1,34	1,52
Розчини цементно-пінополістирольні	600	0,84	0,10	4	10	0,12	0,17	2,33	3,06

Таблиця 2.7. Термічний опір замкнутого повітряного прошарку, (м² · К)/Вт, залежно від розміщення в конструкції

Товщина повітряного прошарку, м	Розміщення прошарку			
	горизонтальне при потоці тепла знизу вгору та вертикальне		горизонтальне при потоці тепла згори донизу	
	середня температура повітря у прошарку, °С			
	≥0	< 0	≥0	< 0
0,01	0,13	0,15	0,14	0,15
0,02	0,14	0,15	0,15	0,19
0,03	0,14	0,16	0,16	0,21
0,05	0,14	0,17	0,17	0,22
0,1	0,15	0,18	0,18	0,23
0,15	0,15	0,18	0,19	0,24
0,2-0,3	0,15	0,19	0,19	0,24

Таблиця 2.8. Термічний опір замкнутого повітряного прошарку, (м² · К)/Вт, при встановленні відбивної ізоляції

Кількість прошарків (завтовшки від 3 мм до 10 мм)	Середня температура повітря прошарку, °С	Тип відбивної ізоляції, товщина спіненого шару, мм					
		А (одностороння)*			Б (двостороння)		
		3	5	10	3	5	8
1	≥0	0,34	0,48	0,84			
1	< 0	0,3	0,4	0,79			
2	≥0	0,79	1,0	1,3	0,85	1,39	1,49
2	< 0	0,64	0,79	1,2	0,82	1,25	1,4

Примітка: * - Встановлення ізоляції відбивним шаром у бік приміщення.

Б. Приведений опір теплопередачі світлопрозорих конструкцій, (м²·К)/Вт, визначається за формулою

$$R_{\text{пр}} = \frac{F_{\text{сп}} + \sum_{i=1}^n F_i}{\frac{F_{\text{сп}}}{R_{\Sigma\text{сп}}} + \sum_{i=1}^n \frac{F_i}{R_{\Sigma i}} + \sum_{j=1}^m k_j L_j}, \quad (2.14)$$

де $R_{\Sigma\text{сп}}$ - приведений опір теплопередачі світлопрозорої ділянки, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, що приймається залежно від характеристик скління (склопакетів) - відстані між шарами скла, виду газонаповнення та ступеня чорноти поверхні скла згідно з табл. 2.9; $F_{\text{сп}}$ - площа світлопрозорої частини, м^2 ; $R_{\Sigma i}$, F_i , - опір теплопередачі, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, та площа, м^2 , i -го непрозорого елемента; n - кількість непрозорих елементів конструкції з певними значеннями $R_{\Sigma i}$, F_i ; k_j - лінійний коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, j -го теплопровідного включення, який визначають згідно з п. И.4 дод. И ДБН В.2.6-31:2006 на підставі розрахунків двомірних (тримірних) температурних полів або згідно з ДСТУ-Н Б В.2.6-146; L_j - лінійний розмір, м, j -го конструктивного непрозорого елемента світлопрозорої конструкції; m - кількість непрозорих елементів конструкції, для яких необхідно визначати k_j .

В. Розрахунок огорожувальних конструкцій теплих горищ

а). Необхідний опір теплопередачі перекриття теплового горища, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, визначається за формулою

$$R_{q\text{тг}} = n R_{q\text{min}}, \quad (2.15)$$

де $R_{q\text{min}}$ - мінімально допустиме значення опору теплопередачі покриття, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, беруть згідно з ДБН В.2.6-31:2006 для I температурної зони 4,95 $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, а для II температурної зони - 4,5 $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$; n - показник, що визначається за формулою (2.9), де $t_x = t_{\text{вг}}$ - розрахункове значення температури повітря теплового горища, $^{\circ}\text{C}$, що встановлюється на підставі розрахунку теплового балансу: для 6-8-поверхових будинків 14 $^{\circ}\text{C}$; для 9-12-поверхових будинків 15-16 $^{\circ}\text{C}$; для 14-17-поверхових будинків 17-18 $^{\circ}\text{C}$.

Таблиця 2.9. Приведений опір теплопередачі склопакетів

Кількість камер у склопакеті	Варіанти скління*	Газовий склад середовища склопакетів, %			Опір теплопередачі, (м ² ·К)/Вт
		Повітря	Криптон	Аргон	
1	2	3	4	5	6
1	4M ₁ - 8 - 4M ₁	100			0,28
1	4M ₁ - 10 - 4M ₁	100			0,29
1	4M ₁ - 12 - 4M ₁	100			0,30
1	4M ₁ - 16 - 4M ₁	100			0,32
1	4M ₁ - 8 - 4M ₁			100	0,30
1	4M ₁ - 10 - 4M ₁			100	0,31
1	4M ₁ - 12 - 4M ₁			100	0,32
1	4M ₁ - 16 - 4M ₁			100	0,34
1	4M ₁ - 16 - 4M ₁		100		0,38
1	4M ₁ - 8 - 4K	100			0,47
1	4M ₁ - 10 - 4K	100			0,49
1	4M ₁ - 12 - 4K	100			0,51
1	4M ₁ - 16 - 4K	100			0,53
1	4M ₁ - 8 - 4K			100	0,53
1	4M ₁ - 10 - 4K			100	0,55
1	4M ₁ - 12 - 4K			100	0,57
1	4M ₁ - 16 - 4K			100	0,59
1	4M ₁ - 16 - 4K		100		0,62
1	4K - 16 - 4K		100		0,67
1	4M ₁ - 8 - 4i	100			0,51
1	4M ₁ - 10 - 4i	100			0,53
1	4M ₁ - 12 - 4i	100			0,56
1	4M ₁ - 16 - 4i	100			0,59
1	4M ₁ - 8 - 4i			100	0,57
1	4M ₁ - 10 - 4i			100	0,60
1	4M ₁ - 12 - 4i			100	0,63
1	4M ₁ - 16 - 4i			100	0,66
1	4M ₁ - 16 - 4i		100		0,75
1	4M ₁ - 16 - 4i		75	25	0,72
1	4M ₁ - 16 - 4i		50	50	0,70
1	4M ₁ - 16 - 4i		25	75	0,67
2	4M ₁ -6-4M ₁ -6-4M ₁	100			0,42
2	4M ₁ -8-4M ₁ -8-4M ₁	100			0,45
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4M ₁	100			0,47
2	4M ₁ -12-4M ₁ -12-4M ₁	100			0,49
2	4M ₁ -16-4M ₁ -16-4M ₁	100			0,52
2	4M ₁ -6-4M ₁ -6-4M ₁			100	0,44
2	4M ₁ -8-4M ₁ -8-4M ₁			100	0,47
2	4M ₁ -8-4M ₁ -8-4M ₁		100		0,51

Продовження таблиці 2.9

1	2	3	4	5	6
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4M ₁			100	0,49
2	4M ₁ -12-4M ₁ -12-4M ₁			100	0,52
2	4M ₁ -16-4M ₁ -16-4M ₁			100	0,55
2	4M ₁ -6-4M ₁ -6-4K	100			0,53
2	4M ₁ -8-4M ₁ -8-4K	100			0,55
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4K	100			0,59
2	4M ₁ -12-4M ₁ -12-4K	100			0,61
2	4M ₁ -16-4M ₁ -16-4K	100			0,65
2	4M ₁ -6-4M ₁ -6-4K			100	0,60
2	4M ₁ -8-4M ₁ -8-4K			100	0,62
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4K			100	0,65
2	4M ₁ -12-4M ₁ -12-4K			100	0,68
2	4M ₁ -16-4M ₁ -16-4K			100	0,72
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4K		100		0,85
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4K		75	25	0,82
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4K		50	50	0,80
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4K		25	75	0,78
2	4K-10-4M ₁ -10-4K	100			0,73
2	4M ₁ -10-4K-10-4K		100		1,28
2	4K-10-4M ₁ -10-4K		100		1,32
2	4M ₁ -8-4M ₁ -8-4i	100			0,61
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4i	100			0,64
2	4M ₁ -12-4M ₁ -12-4i	100			0,68
2	4M ₁ -16-4M ₁ -16-4i	100			0,72
2	4M ₁ -6-4M ₁ -6-4i			100	0,64
2	4M ₁ -8-4M ₁ -8-4i			100	0,67
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4i			100	0,71
2	4M ₁ -12-4M ₁ -12-4i			100	0,75
2	4M ₁ -16-4M ₁ -16-4i			100	0,80
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4i		100		0,94
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4i		75	25	0,90
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4i		50	50	0,85
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4i		25	75	0,78
2	4i-10-4M ₁ -10-4i	100			0,93
2	4i-10-4M ₁ -10-4i		100		1,35
2	4i-10-4M ₁ -10-4i		75	25	1,28
2	4i-10-4M ₁ -10-4i		50	50	1,18
2	4i-10-4M ₁ -10-4i		25	75	1,14

*Примітки: 1. Порядок скління – від зовнішньої поверхні.

2. Позначення скла: M₁ – листове стандартне, K – енергозберігаюче з твердим покриттям, і – енергозберігаюче з м'яким покриттям.

б). Необхідний опір теплопередачі покриття, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, визначають за формулою

$$R_{q_{\text{пк}}} = \left[\frac{t_{\text{вг}} - t_3}{0,28 G_{\text{вен}} c (t_{\text{вен}} - t_{\text{вг}}) + \frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{вг}})}{R_{q_{\text{тг}}}} + \frac{\sum_{i=1}^n (q_i l_i)}{F_{\text{пктг}}} - \frac{(t_{\text{вг}} - t_3) a_{\text{стг}}}{R_{q_{\text{стг}}}}} \right], \quad (2.16)$$

де $t_{\text{вг}}$ – та сама величина, що і в поясненні до формули (2.15); $t_{\text{в}}$, t_3 – ті самі температури, що й у формулі (2.9); $G_{\text{вен}}$ – приведена (віднесена до 1 м^2 підлоги горища) витрата повітря в системі вентиляції, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$, визначається згідно табл. 2.10; c – питома теплоємність повітря, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, в розрахунках беруть $1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $t_{\text{вен}}$ – температура повітря, що надходить з вентиляційних каналів, $^{\circ}\text{C}$, беруть $t_{\text{вен}} = t_{\text{в}} + 1,5, ^{\circ}\text{C}$; $R_{q_{\text{тг}}}$ – те саме, що і у формулі (2.15); q_i – густина теплового потоку через поверхню теплоізоляції, що припадає на 1 м довжини трубопроводу i -го діаметра з урахуванням теплових втрат через ізольовані опори, фланцеві з’єднання та арматуру, $\text{Вт}/\text{м}$; для горищ та підвалів значення q_i наведене в табл. 2.11; l_i – довжина трубопроводу i -го діаметра, м , беруть за проектом, або реальними даними; $R_{q_{\text{стг}}}$ – мінімально допустиме значення опору теплопередачі зовнішніх стін горища, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$; $a_{\text{стг}}$ – приведена (віднесена до 1 м^2 підлоги горища) площа зовнішніх стін теплового горища, $\text{м}^2/\text{м}^2$.

Таблиця 2.10. Приведена витрата повітря в системі вентиляції

Кількість поверхів	Значення величини $G_{\text{вен}}$, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$, при наявності в квартирах електричних плит
5	9,6
9	15,6
12	20,4
16	26,4
22	35,2
25	39,5

в). Мінімально допустиме значення опору теплопередачі зовнішніх стін теплового горища, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, визначають за формулою

Таблиця 2.11. Густина теплового потоку через поверхню ізоляції трубопроводів на горищах та в підвалах

Умовний діаметр трубопроводу, мм	Середня температура теплоносія t_r , °С				
	60	70	95	105	125
	Лінійна густина теплового потоку q_i , Вт/м				
10	7,7	9,4	13,6	15,1	18
15	9,1	11	15,8	17,8	21,6
20	10,6	12,7	18,1	20,4	25,2
25	12	14,4	20,4	22,8	27,6
32	13,3	15,8	22,2	24,7	30
40	14,6	17,3	23,9	26,6	32,4
50	14,9	17,7	25	28	34,2
70	17	20,3	28,3	31,7	38,4
80	19,2	22,8	31,8	35,4	42,6
100	20,9	25	35,2	39,2	47,4
125	24,7	29	39,8	44,2	52,8
150	27,6	32,4	44,4	49,1	58,2

Примітка: Густина теплового потоку, що наведена в таблиці, визначена при температурі оточуючого повітря 18 °С. При меншій температурі повітря в приміщенні, де прокладений трубопровід (t_x), дійсна густина теплового потоку визначається за залежністю

$$q_i = q_{\text{табл}} [(t_r - t_x) / (t_r - 18)]^{1,283},$$

де $q_{\text{табл}}$ – табличне значення лінійної густини теплового потоку, Вт/м.

$$R_{q_{\text{стг}}} = (t_{\text{вг}} - t_3) / \Delta t_{\text{стг}} \alpha_{\text{вн}}, \quad (2.17)$$

де $\Delta t_{\text{стг}}$ – допустима за санітарно-гігієнічними вимогами різниця між температурою зовнішнього повітря та приведеною температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції, °С, беруть згідно з ДБН В.2.6-31:2006 для житлових будинків, дитячих установ, шкіл, інтернатів 3 °С, а для громадських будинків, крім зазначених вище, адміністративних та побутових, за винятком приміщень з вологим або мокрим режимом експлуатації 4 °С; $\alpha_{\text{вн}}$ – розрахункове значення коефіцієнта тепловіддачі внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції, Вт/(м²·К), беруть за даними табл. 2.5.

г). Приведена площа зовнішніх стін теплового горища, м²/м², визначається за формулою

$$a_{\text{стг}} = F_{\text{стг}} / F_{\text{пкстг}}, \quad (2.18)$$

де $F_{\text{стг}}$ – площа зовнішніх стін теплового горища, м^2 ; $F_{\text{пкстг}}$ – площа перекриття теплового горища, м^2 .

Г. Розрахунок огорожувальних конструкцій техпідпілля

а). Необхідний опір теплопередачі цокольного перекриття над техпідпіллям, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, визначається за формулою

$$R_{qц1} = n R_{qmin}, \quad (2.19)$$

де R_{qmin} – мінімально допустиме значення опору теплопередачі перекриття над неопалюваним підвалом, що розташоване вище рівня землі, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, беруть згідно з ДБН В.2.6-31:2006 для I температурної зони $3,75 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, а для II температурної зони – $3,3 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$; n – показник, що визначається за формулою (2.9), де $t_x = t_{ц}$ – беруть розрахункове значення температури повітря техпідпілля, $^{\circ}\text{C}$, але не нижче ніж $+ 5 ^{\circ}\text{C}$.

б). Температуру повітря в техпідпіллі, $^{\circ}\text{C}$, визначають за формулою

$$t_{ц} = \frac{\left[\frac{t_{в} F_{ц1}}{R_{qц1}} + \sum_{i=1}^n (q_i l_i) + 0,28 V_{п} n_{обп} \rho_{зп} t_{з} + t_{з} \sum \frac{F_{пц1i}}{R_{пц1i}} + \frac{t_{з} F_{сц1}}{R_{qсц1}} \right]}{\left[\frac{F_{ц1}}{R_{qц1}} + 0,28 V_{п} n_{обп} \rho_{зп} + \sum \frac{F_{пц1i}}{R_{пц1i}} + \frac{F_{сц1}}{R_{qсц1}} \right]}, \quad (2.20)$$

де $t_{в}$, $t_{з}$ – ті самі температури, що й у формулі (2.9); q_i , l_i – ті самі величини, що і в формулі (2.16); $F_{ц1}$ – площа перекриття над техпідпіллям, м^2 ; $V_{п}$ – об'єм техпідпілля, м^3 ; $n_{обп}$ – кратність повітрообміну в техпідпіллі, год^{-1} , у разі встановлення в підвалі газових труб величина $n_{обп} = 1,0 \text{ год}^{-1}$, в інших випадках $n_{обп} = 0,5 \text{ год}^{-1}$; $\rho_{зп}$ – густина повітря у техпідпіллі, $\text{кг}/\text{м}^3$, беруть $1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$; $F_{пц1}$ – площа підлоги та стін підвалу, що контактують із ґрунтом, м^2 ; $R_{пц1}$ – опір теплопередачі огорожувальних конструкцій, що контактують з ґрунтом, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ (див. п. в)); $F_{сц1}$ – площа зовнішніх стін підвалу над рівнем поверхні ґрунту, м^2 ; $R_{qсц1}$ – нормативне значення опору теплопередачі зовнішніх цокольних стінових огорожувальних конструкцій, що розташовані над рівнем ґрунту, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, беруть згідно з

ДБН В.2.6-31:2006 як для зовнішніх стін для I температурної зони 3,3 (м²·К)/Вт, а для II температурної зони – 2,8 (м²·К)/Вт.

Якщо отримана за формулою (2.20) величина $t_{ц}$ менша за раніше взяту температуру, то це свідчить про значні тепловтрати у техпідпіллі. Тоді проводиться оптимізація теплоізоляції огорожувальних конструкцій техпідпілля і розрахунок повторюється згідно з п. п а) – в) до отримання величини $t_{ц}$, яка більша за взятую розрахункову.

в). Опір теплопередачі огорожувальних конструкцій, що контактують з ґрунтом, (м²·К)/Вт, визначають за зонами завширшки 2 м, паралельними зовнішнім стінам, за формулою

$$R_{пцi} = R_{прци} + (\delta_{ут} / \lambda_{ут}), \quad (2.21)$$

де $R_{прци}$ – опір теплопередачі відповідних зон, (м²·К)/Вт; беруть 2,15 для першої зони; 4,3 – для другої зони; 8,6 – для третьої зони; 14,2 – для площі, що залишилася. Зони завширшки 2 м починають розмічати від лінії контакту стіни підвалу з ґрунтом вниз по стіні з переходом на підлогу підвалу. Зони розмічаються послідовно від усього периметра контакту стін із ґрунтом в напрямку середини будинку; $\delta_{ут}$ та $\lambda_{ут}$ – відповідно товщина, м, та теплопровідність, Вт/(м·К), теплоізолюючого шару.

Д. Розрахунок огорожувальних конструкцій зашкленених лоджій та балконів

а). Приведений опір теплопередачі системи огорожувальних конструкцій зашкленої лоджії, що розділяють внутрішнє та зовнішнє середовище, (м²·К)/Вт: зовнішніх стін $R_{нп.бал}$ та світлопрозорих конструкцій $R_{сп.бал}$ визначають за формулами

$$R_{нп.бал} = R_{пр нп} / n \quad \text{та} \quad R_{сп.бал} = R_{пр сп в} / n, \quad (2.22)$$

де $R_{пр нп}$ – приведений опір теплопередачі непрозорої частини зовнішньої стіни в межах зашкленої лоджії чи балкона, (м²·К)/Вт; $R_{пр сп в}$ – приведений опір теплопередачі світлопрозорих конструкцій, що розташовані в

зовнішній стіні в межах заскленої лоджії чи балкона, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$; n – показник, що визначається за формулою (2.9), де $t_x = t_{\text{в. бал}}$ – температура повітря усередині заскленої лоджії чи балкона, $^{\circ}\text{C}$, визначається згідно з п. б).

б). Температура повітря усередині заскленої лоджії чи балкона, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{в. бал}} = \frac{\left[t_{\text{в}} \sum_{i=1}^n \frac{F_{\text{в}i}}{R_{\Sigma \text{в}i}} + t_{\text{з}} \sum_{j=1}^m \frac{F_{\text{з}j}}{R_{\Sigma \text{з}i}} \right]}{\left[\sum_{i=1}^n \frac{F_{\text{в}i}}{R_{\Sigma \text{в}i}} + \sum_{j=1}^m \frac{F_{\text{з}j}}{R_{\Sigma \text{з}i}} \right]}, \quad (2.23)$$

де $t_{\text{в}}$, $t_{\text{з}}$ – ті самі температури, що й у формулі (2.9); $F_{\text{в}i}$, $R_{\Sigma \text{в}i}$ – відповідно площа, м^2 , та приведений опір теплопередачі, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, i – ої ділянки огороження між приміщенням (приміщеннями) будинку та лоджією чи балконом; n – кількість ділянок огорожень між приміщенням (приміщеннями) будинку та лоджією чи балконом; $F_{\text{з}j}$, $R_{\Sigma \text{з}j}$ – відповідно площа, м^2 , та приведений опір теплопередачі, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, j – ої ділянки огороження між лоджією чи балконом та зовнішнім повітрям; m – кількість ділянок огорожень між лоджією чи балконом та зовнішнім повітрям.

Для будинку, що складається з різних за призначеннями об'ємно-планувальних елементів приведений коефіцієнт теплопередачі теплоізоляційної оболонки для всього будинку, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, визначається за формулою

$$k_{\Sigma \text{пр}} = \frac{\sum_{i=1}^n \left[K_{\Sigma \text{пр}i} F_{\Sigma i} \frac{(t_{\text{в}i} - t_{\text{з}})}{(t_{\text{в}} - t_{\text{з}})} \right]}{\sum_{i=1}^n F_{\Sigma i}}, \quad (2.24)$$

де $k_{\Sigma \text{пр}i}$ – приведений коефіцієнт теплопередачі оболонки i – го об'ємно-планувального елемента будинку, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $F_{\Sigma i}$ – загальна площа внутрішньої поверхні зовнішніх огорожувальних конструкцій i – го об'ємно-планувального елемента будинку, м^2 ; $t_{\text{в}i}$ – розрахункова температура внутрішнього повітря i – го об'ємно-планувального елемента

будинку, °С; визначається відповідно до призначення даного елемента будинку; t_b, t_3 – ті самі температури, що й у формулі (2.9).

2.1.1.7. Умовний коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій будинку, Вт/(м² · К), що враховує тепловтрати за рахунок інфільтрації та вентиляції

$$k_{\text{инф}} = 0,278 \cdot c \cdot n_{\text{об}} \cdot v_v \cdot V_h \cdot \rho_3 \cdot \eta / F_{\Sigma}, \quad (2.25)$$

де c - питома теплоємність повітря, беруть 1 кДж/(кг · К); $n_{\text{об}}$ – середня кратність повітрообміну будинку за опалювальний період, год⁻¹, що встановлюється експериментально або визначається для приміщень житлових будинків згідно з п. а), а для громадських будинків згідно з п. б); v_v - коефіцієнт зниження об'єму повітря у будинку, яким враховується наявність внутрішніх огорожувальних конструкцій. За відсутності точних даних беруть $v_v = 0,85$; V_h – те саме, що і в формулі (2.3); ρ_3 - середня густина повітря, що надходить до приміщення за рахунок інфільтрації та вентиляції, кг/м³; η - коефіцієнт впливу зустрічного теплового потоку в огорожувальних конструкціях, що приймається 0,7 - для стиків панелей стін, а також вікон із ПВХ-профілів, з дерев'яних блоків та з алюмінієвих профілів з заповненням склопакетами; 0,8 - для вікон у роздільних плетіннях; 1,0 - для вікон у спарених плетіннях; при цьому коефіцієнт η беруть за найбільшим значенням, єдиним для всього будинку; F_{Σ} – те саме, що і у формулі (2.5).

$$\rho_3 = 353 / [273 + 0,5(t_b + t_{\text{ср.о}})], \quad (2.26)$$

де t_b - розрахункова температура внутрішнього повітря приміщень будинків, °С; $t_{\text{ср.о}}$ - середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, °С.

а). Середня кратність повітрообміну житлового будинку за опалювальний період, год⁻¹, визначається за формулою

$$n_{\text{об}} = 3 F_{\text{фж}} / v_v V_h, \quad (2.27)$$

де $F_{fж}$ – площа квартир житлового будинку, м²; v_v – той самий коефіцієнт, що і в формулі (2.25); V_h – те саме, що і в формулі (2.3).

Примітка: Згідно з ДБН В 2.2.2-15:2005 площу квартир у житловому будинку ($F_{fж}$, м²) визначають як суму площ усіх приміщень квартири за винятком лоджій, балконів, веранд, терас, холодних комор і зовнішніх тамбурів.

б). Середня кратність повітрообміну громадського будинку за опалювальний період, год⁻¹, визначається за сумарним повітрообміном за рахунок вентиляції та інфільтрації за формулою

$$n_{об} = \frac{\left[\left(\frac{L_v n_v}{168} \right) + \left(\frac{P_{інф} \eta n_{інф}}{168 \rho_э} \right) \right]}{v_v V_h}, \quad (2.28)$$

де L_v – витрата припливного повітря, що надходить в будинок у разі природної вентиляції, або нормативне значення під час механічної вентиляції, м³/год; її беруть: для будинків науково-дослідних установ, проектних організацій та управління – $4 F_{fp}$; будинків підприємств роздрібною торгівлі, закладів охорони здоров'я, будинків підприємств побутового обслуговування, музеїв та виставок – $5 F_{fp}$; дитячих дошкільних закладів, шкіл, професійно-технічних та вищих навчальних закладів – $7 F_{fp}$; фізкультурно-оздоровчих будинків та споруд, будинків дозвілля, будинків підприємств громадського харчування, вокзалів усіх видів транспорту – $10 F_{fp}$, де F_{fp} – розрахункова площа громадських будинків, м²; n_v – кількість годин роботи механічної або природної вентиляції упродовж тижня; 168 – кількість годин у тижні; η – той самий коефіцієнт, що і в формулі (2.25); $P_{інф}$ – витрата повітря, що інфільтрується в будинок через огорожувальні конструкції в неробочий час, кг/год, визначають за співвідношенням $P_{інф} = 0,5 v_v V_h$; $n_{інф}$ – кількість годин інфільтрації повітря всередину будинку протягом тижня, год; її беруть для будинків із збалансованою припливно-втяжною вентиляцією 168 год; для будинків, у приміщеннях яких підтримується нагнітання повітря під час дії припливної механічної

вентиляції – $(168 - n_v)$; ρ_3 – те саме, що і в формулі (2.25); V_h – те саме, що і в формулі (2.1).

Примітки: 1. Згідно з ДБН В 2.2-9:2009 розрахункова площа громадського будинку ($F_{fp}, \text{м}^2$) визначається як сума площ усіх розташованих у ньому приміщень, за винятком коридорів, тамбурів, переходів, сходових кліток, ліфтових шахт, внутрішніх відкритих сходів, а також приміщень, призначених для розміщення інженерного обладнання та інженерних мереж.

Площа коридорів, що використовуються як рекреаційні приміщення в будинках навчальних закладів, а в будинках лікарень, санаторіїв, будинків відпочинку, кінотеатрів, клубів, центрів культури і дозвілля та інших закладів, призначених для відпочинку або очікування відвідувачів, включається до розрахункової площі.

Площі радіовузлів, комутаційних, підсобних приміщень при естрадах і сценах, кіноапаратних, ніш завширшки не менше 1 м та заввишки 1,8 м і більше (за винятком ніш інженерного призначення), а також вбудованих шаф (за винятком вбудованих шаф інженерного призначення) включаються до розрахункової площі будинку.

2. Корисна площа громадського будинку визначається як сума площ усіх розташованих в ньому приміщень, а також балконів і антресолей у залах, фойє тощо за винятком сходових кліток, ліфтових шахт, внутрішніх відкритих сходів і пандусів.

Для будинку, що складається з різних за призначеннями об'ємно-планувальних елементів умовний коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, що враховує тепловтрати за рахунок інфільтрації та вентиляції для всього будинку, визначається за формулою

$$k_{\text{інф}} = \frac{\sum_{i=1}^n \left[k_{\text{інф}i} F_{\Sigma i} (t_{\text{в}i} - t_3) \right]}{\sum_{i=1}^n F_{\Sigma i}}, \quad (2.29)$$

де $k_{\text{інф}i}$ - умовний коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій i - го об'ємно-планувального елемента будинку, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, що враховує тепловтрати за рахунок інфільтрації та вентиляції; $F_{\Sigma i}$, $t_{\text{в}i}$ – ті самі величини, що і в формулі (2.24); $t_{\text{в}}$, t_3 – ті самі температури, що й у формулі (2.9).

2.1.1.8. Теплові надходження через вікна від сонячної радіації протягом опалювального періоду, кВгод , для чотирьох фасадів будинків, орієнтованих за чотирма напрямками сторін світу – північ (Пн), схід (С), південь (Пд), захід (З), або за проміжними напрямками – північ-захід (ПнЗ), півніс-схід (ПнС), південь-схід (ПдС), південь-захід (ПдЗ), визначаються за формулою

$$Q_s = \zeta_v \varepsilon_v (F_{Пн} I_{Пн} + F_C I_C + F_{Пд} I_{Пд} + F_3 I_3) + \zeta_{зл} \varepsilon_{зл} F_{сп.л} I_\Gamma, \quad (2.30)$$

де ζ_v , $\zeta_{зл}$ - коефіцієнти, що враховують затінення світлового прорізу відносно вікон і зенітних ліхтарів непрозорими елементами заповнення, що приймаються за табл. 2.12; ε_v , $\varepsilon_{зл}$ - коефіцієнти відносного проникнення сонячної радіації для світлопрозорих заповнень вікон і зенітних ліхтарів, що приймаються за паспортними даними відповідних світло-прозорих конструкцій або за табл.2.12; мансардні вікна з кутом нахилу заповнень до обрію 45° і більше варто вважати як вертикальні вікна, з кутом нахилу менше 45° - як зенітні ліхтарі; $F_{Пн}$, F_C , $F_{Пд}$, F_3 - площа світлових прорізів фасадів будинку, відповідно орієнтованих за чотирма сторонами світу, m^2 ; $F_{сп.л}$ - площа світлових прорізів зенітних ліхтарів будинку, m^2 ; $I_{Пн}$, I_C , $I_{Пд}$, I_3 – середня величина сонячної радіації за опалювальний період, що надходить на вертикальну поверхню різної орієнтації за середніх умов хмарності, $kВт\cdot год/m^2$, беруть згідно з ДСТУ-Н Б В. 1.1 – 27:2010 за табл. 2.13 з переведенням з $МДж /m^2$ в $kВт\cdot год/m^2$ шляхом ділення табличного значення на коефіцієнт 3,6; I_Γ – середня величина сонячної радіації за опалювальний період, що надходить на горизонтальну поверхню за середніх умов хмарності, $kВт\cdot год/m^2$, беруть згідно з ДСТУ-Н Б В. 1.1 – 27:2010 за табл. 13 з переведенням з $МДж /m^2$ в $kВт\cdot год/m^2$ шляхом ділення табличного значення на коефіцієнт 3,6.

Криволінійні або складні фрагменти фасаду при розрахунках спрощуються, а середню величину сонячної радіації беруть за найближчою орієнтацією або визначають інтерполяцією за даними табл. 2.13.

2.1.1.9. Побутові надходження теплоти протягом опалювального періоду, $kВт\cdot год$, визначаються за формулою

$$Q_{вн.п} = 24 q_{вн.п} z_o F_f \cdot 10^{-3}, \quad (2.31)$$

де $q_{вн.п}$ – величина побутових теплонадходжень на $1 m^2$ житлової площі будівлі або розрахункової площі громадських будівель, $Вт/m^2$: її беруть для

Таблиця 2.12. Значення коефіцієнтів затінення світлового прорізу ζ_v і $\zeta_{з л}$ та відносного проникання сонячної радіації ϵ_v і $\epsilon_{з л}$ відповідно вікон і zenітних ліхтарів

Заповнення світлового прорізу	Коефіцієнти			
	при дерев'яних або ПХВ плетіннях		при алюмінієвих плетіннях	
	ζ_v і $\zeta_{з л}$	ϵ_v і $\epsilon_{з л}$	ζ_v і $\zeta_{з л}$	ϵ_v і $\epsilon_{з л}$
Подвійне скління з 4M ₁ скла в спарених плетіннях	0,75	0,62	0,70	0,62
Подвійне скління із селективним покриттям на внутрішньому склі в спарених плетіннях	0,75	0,65	0,70	0,65
Подвійне скління з 4M ₁ скла в роздільних плетіннях	0,65	0,62	0,60	0,62
Подвійне скління із селективним покриттям на внутрішньому склі в роздільних плетіннях	0,65	0,60	0,60	0,60
Потрійне скління з 4M ₁ скла в окремо спарених плетіннях	0,50	0,70	0,50	0,70
Потрійне скління із селективним покриттям в окремо спарених плетіннях	0,50	0,67	0,50	0,67
Однокамерні склопакети в одинарних плетіннях із:				
- 4M ₁ скла	0,80	0,76	0,80	0,76
- 4К скла	0,80	0,75	0,80	0,75
- 4 _i скла	0,80	0,54	0,80	0,54
Двокамерні склопакети в одинарних плетіннях із:				
- 4M ₁ скла	0,80	0,74	0,80	0,74
- 4К скла	0,80	0,68	0,80	0,68
- 4 _i скла	0,80	0,48	0,80	0,48
Одинарне скління з 4M ₁ скла й однокамерні склопакети у роздільних плетіннях із:				
- 4M ₁ скла	0,60	0,63	0,60	0,63
- 4К скла	0,60	0,58	0,60	0,58
- 4 _i скла	0,60	0,51	0,60	0,58
Одинарне скління з 4M ₁ скла й двокамерні склопакети у роздільних плетіннях із:				
- 4M ₁ скла	0,60	0,60	0,60	0,60
- 4К скла	0,60	0,56	0,58	0,56
- 4 _i скла	0,60	0,36	0,58	0,56
Подвійне скління з органічного скла для zenітних ліхтарів	0,90	0,90	0,90	0,90
Потрійне скління з органічного скла для zenітних ліхтарів	0,90	0,83	0,90	0,83

Таблиця 2.13. Доза сумарної сонячної радіації за опалювальний період, що надходить на вертикальну та горизонтальну поверхні різної орієнтації за середніх умов хмарності

Місто	Сумарна сонячна радіація за опалювальний період, МДж/м ²								
	орієнтація								
	вертикальна								гори- зон- тальна
	Пн	ПнС	С	ПдС	Пд	ПдЗ	З	ПнЗ	
Вінниця	310	354	523	788	942	808	538	355	933
Дніпропетровськ	275	318	496	782	952	809	521	321	899
Донецьк	278	324	507	800	968	825	524	326	926
Житомир	308	352	514	762	898	761	510	352	909
Запоріжжя	260	308	468	745	907	774	491	305	867
Івано-Франківськ	297	338	491	732	879	750	526	339	891
Київ	299	338	500	764	916	782	516	339	864
Кіровоград	299	344	525	816	987	816	544	344	946
Луганськ	260	303	484	769	959	795	501	305	861
Луцьк	284	321	467	696	822	708	482	322	836
Львів	303	341	491	719	860	736	501	341	869
Миколаїв	255	294	454	727	932	752	477	295	862
Одеса	248	296	454	725	881	743	480	295	876
Полтава	288	336	520	808	990	838	538	336	922
Рівне	295	337	485	716	844	730	498	337	860
Сімферополь	262	300	455	731	895	746	480	301	883
Суми	302	356	552	855	1021	870	564	355	945
Тернопіль	310	353	512	755	897	771	524	353	912
Ужгород	225	254	380	603	739	629	405	255	704
Харків	288	336	527	936	997	842	540	337	908
Херсон	264	309	469	745	911	765	496	307	899
Хмельницький	307	352	514	763	908	787	521	352	914
Черкаси	299	344	518	797	963	816	535	344	924
Чернівці	294	332	484	721	861	745	499	333	878
Чернігів	305	352	517	781	921	796	524	352	903

житлових будинків 10 Вт/м^2 ; для громадських та адміністративних будинків величина побутових надходжень враховується за розрахунковою кількістю людей (90 Вт/людину), що знаходяться в будинку, освітленням (за встановленою потужністю) та офісної техніки (у разі відсутності точних даних беруть 10 Вт/м^2) з урахуванням кількості робочих годин на тиждень; z_o – тривалість опалювального періоду, діб, що визначається за даними табл. 2.4 для періоду із середньодобовою температурою зовнішнього повітря не більше як $10 \text{ }^\circ\text{C}$ – у разі проектування лікувально-профілактичних та дитячих закладів. та не більше як $8 \text{ }^\circ\text{C}$ – в інших випадках; F_f – для житлових будинків - площа квартир, для громадських будинків – розрахункова площа, м^2 .

2.1.2. Коефіцієнт скління фасадів будинку

$$m_{\text{ск}} = F_{\text{сп}} / (F_{\text{нп}} + F_{\text{д}} + F_{\text{сп}}), \quad (2.32)$$

де $F_{\text{сп}}$, $F_{\text{нп}}$, $F_{\text{д}}$ – ті самі величини, що і в формулі (2.8).

2.1.3. Показник компактності будинку, м^{-1}

$$\Lambda_{\text{к. буд}} = F_{\Sigma} / V_h, \quad (2.33)$$

де F_{Σ} – те саме, що і у формулі (2.5); V_h – те саме, що і у формулі (2.3).

За результатами розрахунків енергетичної ефективності складається енергетичний паспорт будинку, форма якого наведена в табл. 2.14.

Таблиця 2.14. Форма енергетичного паспорту будинку

2.14.1. Загальна інформація

Дата заповнення (рік, місяць, число)	
Адреса будинку	
Розробник проекту	
Адреса і телефон розробника	
Шифр проекту будинку	
Рік будівництва	

2.14.2. Розрахункові параметри

Найменування розрахункових параметрів	Позначення	Одиниця	Величина
Розрахункова температура внутрішнього повітря	$t_{в}$	°С	
Розрахункова температура зовнішнього повітря	$t_{з}$	°С	
Розрахункова температура теплового горища	$t_{вг}$	°С	
Розрахункова температура техпідпілля	$t_{п}$	°С	
Тривалість опалювального періоду	$n_{о}$	діб	
Середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період	$t_{в}$	°С	
Розрахункова кількість градусо-діб опалювального періоду	D_d	°С· діб	

2.14.3. Функціональне призначення, тип і конструктивне рішення будинку

Призначення	
Розміщення в забудові	
Типовий проект, індивідуальний	
Конструктивне рішення	

2.14.4. Геометричні, теплотехнічні та енергетичні показники

Показники	Позначення і одиниця показника	Нормативне значення показника	Розрахункове (проектне) значення показника	Фактичне значення показника
-----------	--------------------------------	-------------------------------	--	-----------------------------

Геометричні показники

Загальна площа зовнішніх огорожувальних конструкцій будинку	$F_{\Sigma}, \text{м}^2$	-		
У тому числі:		-		
- стін	$F_{\text{сп}}, \text{м}^2$	-		
- вікон і балконних дверей	$F_{\text{сп в}}, \text{м}^2$	-		
- вітражів	$F_{\text{сп вт}}, \text{м}^2$	-		
- ліхтарів	$F_{\text{сп л}}, \text{м}^2$	-		
- покриттів (суміщених)	$F_{\text{пк}}, \text{м}^2$	-		
- горищних перекриттів (холодного горища)	$F_{\text{пк хг}}, \text{м}^2$	-		
- перекриттів теплих горищ	$F_{\text{пк тг}}, \text{м}^2$	-		
- перекриттів над техпідпіллями	$F_{\text{ц1}}, \text{м}^2$	-		
- перекриттів над неопалюваними підвалами і підпіллями	$F_{\text{ц2}}, \text{м}^2$	-		
- перекриттів над проїздами і під еркерами	$F_{\text{ц3}}, \text{м}^2$	-		
Площа опалюваних приміщень	$F_{\text{пк}}, \text{м}^2$	-		
Корисна площа (для громадських будинків)	$F_{\text{пк}}, \text{м}^2$	-		
Площа житлових приміщень і кухонь	$F_{\text{пк}}, \text{м}^2$	-		
Розрахункова площа (для громадських будинків)	$F_{\text{пк}}, \text{м}^2$	-		
Опалюваний об'єм	$V_h, \text{м}^3$	-		
Коефіцієнт скління фасадів будинку	$m_{\text{ск}}$	-		
Показник компактності будинку	$\Lambda_{\text{к. буд}}, \text{м}^{-1}$	-		

Теплотехнічні показники

Приведений опір теплопередачі зовнішніх огорожувальних конструкцій:	$R_{\Sigma \text{пр}}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$			
- стін	$R_{\Sigma \text{пр нп}}$			
- вікон і балконних дверей	$R_{\Sigma \text{пр сп в}}$			
- вітражів	$R_{\Sigma \text{пр сп вт}}$			
- ліхтарів	$R_{\Sigma \text{пр сп л}}$			
- вхідних дверей, воріт	$R_{\Sigma \text{пр д}}$			
- покриттів (суміщених)	$R_{\Sigma \text{пр пк}}$			

- горищних перекриттів (холодних горищ)	$R_{\Sigma пр г}$			
- перекриттів теплих горищ (включаючи покриття)	$R_{\Sigma пр тг}$			
- перекриттів над техпідпіллями	$R_{\Sigma пр ц1}$			
- перекриттів над неопалюваними підвалами або підпіллями	$R_{\Sigma пр ц2}$			
- перекриттів над проїздами й під еркерами	$R_{\Sigma пр ц3}$			
- підлоги по ґрунту	$R_{\Sigma пр ц}$			

Енергетичні показники

Розрахункові питомі тепловитрати	$q_{буд},$ кВт·год/м ² [кВт·год/м ³]			
Максимально допустиме значення питомих тепловитрат на опалення будинку	$E_{max},$ кВт·год/м ² [кВт·год/м ³]			
Клас енергетичної ефективності				
Термін ефективної експлуатації теплоізоляційної оболонки та її елементів				
Відповідність проекту будинку нормативним вимогам				
Необхідність доопрацювання проекту				

Таблиця 2.14.5. Висновки за результатами оцінки енергетичних параметрів будинку

Вказівки щодо підвищення енергетичної ефективності будинку	
Рекомендовано:	
-	
-	

Паспорт заповнений:	
Організація	
Адреса і телефон	
Відповідальний виконавець	

2.2. Зменшення розрахункових втрат теплоти житловими будівлями при їх реконструкції

В сучасних житлових будівлях втрати теплоти через зовнішні стіни складають 42 - 49% загальних втрат теплоти огорожувальними конструкціями, втрати через заповнення світлових отворів – 32 - 35%, через дахові і підвальні покриття –11 - 18% і через зовнішні входні двері –5 -8% .

Аналіз наведених даних показує, що найбільший ефект може бути досягнутий при зменшенні втрат теплоти через зовнішні стіни та заповнення світлових отворів.

2.2.1. Додаткове утеплення зовнішніх стін

На практиці застосовують наступні способи утеплення всієї площі зовнішніх стін при реконструкції житлових будівель:

- напилення на них азбоперлітового розчину;
- напилення на них розчину пінопласту (пінополіуретану);
- наклейка пінополістиролових плит;
- наклейка мінераловатних плит.

Нанесенню утеплюючих розчинів передує очищення зовнішніх поверхонь стін від бруду з наступною їх промивкою.

Перед напиленням *азбоперлітового розчину* на стіну натягують сталеву сітку із проволочки з чарунками 20×20 або 40×40 мм, яку закріплюють до стіни дюбелями, розташованими у шаховому порядку з кроком 30 см.

Азбоперлітова суміш складається із азбесту V – VI сорту густиною 110 кг/м³, перліту густиною 100 – 70 кг/м³, теплопровідністю 0,07 Вт/(м · К). Теплоізоляцію товщиною 40 – 50 мм виконують не менше, ніж за 2 рази: нанесений шар розчину висушують, потім наносять шар цементного розчину товщиною 20 – 30 мм. Потім фасад покривають трьома шарами кремнійорганічного (водонепроникаючого) складу або фасадними фарбами з гідрофобізуючими властивостями.

Пінополіуретан, що використовують для утеплення зовнішніх стін, має теплопровідність 0,041 Вт/(м · К) і густину 40 – 70 кг/м³.

Пінополіуретан напілюється на стіну шарами 10 – 20 мм (кожен після затвердіння попереднього шару). Останнім етапом роботи є покраска утеплюваної стіни фарбою.

Перед наклейкою на зовнішні стіни *пінополістирольних* або *мінераловатних* плит як і в попередніх випадках виконують підготовку поверхні стіни. Потім в стіну забивають в шаховому порядку дюбеля. Приклеюють полістирольні або мінераловатні плити до стіни клеєм бустилат або ПВА. Потім закріплюють до дюбелів металеву сітку і напілюють на неї шар цементного молочка, яке є антикорозійним покриттям сітки.

Передостаннім етапом є нанесення розчину, що містить цемент, вапняне тісто і пісок, товщиною 25 – 30 мм. Потім утеплену поверхню фарбують і через два дні покривають гідрофобними розчинами.

Теплопровідність пінополістиролових плит, наприклад, складає 0,037 – 0,042 Вт/(м · К), а їх густина коливається від 10 до 50 кг/м³.

Якщо за умовами практичного використання для конкретної місцевості можуть бути використані два або більше варіантів вказаних вище способів утеплення зовнішніх стін, то розрахунки виконують у два етапи.

1. Визначають при кожному способі економічно доцільну товщину шару утеплювача і мінімальні приведені витрати при цій товщині; якщо ця товщина дорівнює нулю, то у даних умовах відповідний спосіб утеплення слід вважати економічно недоцільним.

Зведені витрати на утеплення стіни, грн/м²

$$B_{зв} = K_p + (B_{пт} + aK_p)z_n, \quad (2.34)$$

де K_p – капіталовкладення в реконструкцію стіни, грн/м²; $B_{пт}$ – поточні витрати на компенсацію втрат теплоти через стіну, грн/(м² · рік); a – коефіцієнт амортизаційних відрахувань, що є часткою відрахувань від

капіталовкладень на реконструкцію стіни, 1/рік (при додатковому утепленні зовнішніх стін звичайно беруть $a=0,025$ 1/рік, а при утепленні і герметизації стикових з'єднань $a=0,04$ 1/рік).

Капіталовкладення в реконструкцію K_p залежить від вартості застосованого утеплювача та будівельно – монтажних робіт.

Поточні витрати $V_{пт}$ залежать від якого джерела постачається житлова будівля теплотою на опалення.

Якщо будівля постачається теплотою від ТЕЦ або центральних котельних (районних або квартальних), то

$$V_{пт.ТЕЦ} = K_v (t_{вн} - t_{ср.о}) n_o 24 \cdot 3,6 \cdot 10^{-6} C_{ТЕЦ} / R_o^y, \quad (2.35)$$

де K_v – коефіцієнт, яким враховують втрати теплоти при транспортуванні (звичайно беруть $K_v=1,08$); $C_{ТЕЦ}$ – вартість теплової енергії, яка відпускається від централізованого джерела тепlopостачання, грн / ГДж; R_o^y – термічний опір теплопередачі зовнішньої стіни будівлі після її утеплення, $(m^2 \cdot K)/Вт$.

При постачанні будівлі теплотою від індивідуальної опалювальної котельні

$$V_{пт.кот} = 1,08(t_{вн} - t_{ср.о}) n_o 24 \cdot 3,6 \cdot 10^{-6} C_{пл} / (Q_i^{\delta})_y \eta_{кот} R_o^y, \quad (2.36)$$

де $C_{пл}$ – вартість умовного палива, грн/т.у.п; $(Q_i^{\delta})_y$ – нижча теплота згоряння умовного палива, ГДж/т.у.п (звичайно беруть 29,33 ГДж/т.у.п); $\eta_{кот}$ – ККД котельні.

При визначенні оптимальної товщини утеплювача рекомендується для кожного зі способів, які співставляються, розрахувати величини K_p , $V_{пт}$, aK_p і $V_{зв}$ при кожному збільшенні товщини утеплювача, вважаючи за початок підрахунку приведені витрати для неутепленої стіни. Розрахунки продовжують до того моменту, коли при відповідній товщині приведені витрати почнуть збільшуватися (рис. 2.2а).

Якщо приведені витрати при нанесенні утеплювача збільшуються порівняно з неутепленою стіною (рис. 2.2б), то з економічної точки зору

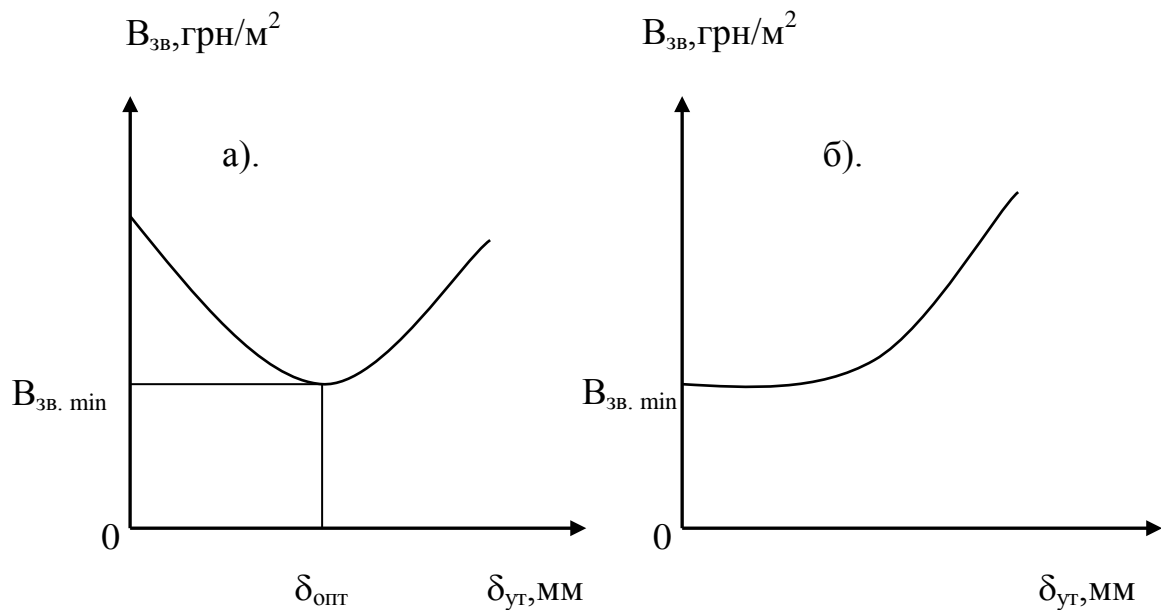


Рис. 2.2. Зміна зведених витрат у залежності від товщини утеплювача

утеплювати стіну недоцільно. Але можлива ситуація, коли термічний опір теплопередачі неутепленої стіни ($R_0^{н.у}$) менше ніж мінімально допустимий термічний опір теплопередачі стіни (R_{qmin}), про що мова буде йти нижче, тоді стіну утеплювати необхідно до тієї товщини утеплювача, коли $R_0^{н.у} \geq R_{qmin}$.

Методика визначення термічного опору теплопередачі огороджувальних конструкцій

Комфортні умови у приміщеннях житлових будівель, а також витрати теплоти на їх опалення, у значній мірі залежать від конструкцій зовнішніх стін, покриттів (дахових перекриттів), заповнень світлових отворів (вікон і балконних дверей) і т. ін.

Як приклад, розглянемо конструкцію двошарової зовнішньої стіни з повітряним прошарком (рис. 2.3).

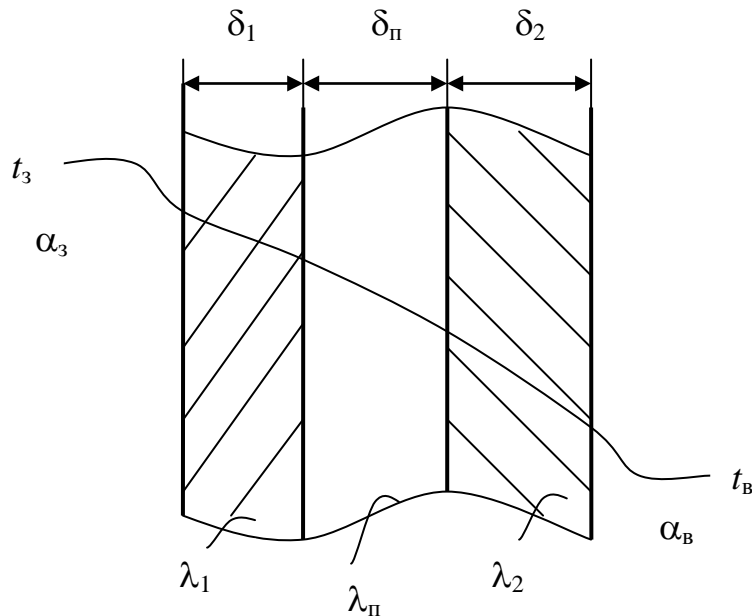


Рис. 2.3. Конструкція зовнішньої стіни:

δ_1, δ_2 і $\delta_{\text{п}}$ – товщини першого, другого шарів і повітряного прошарку;

λ_1, λ_2 і $\lambda_{\text{п}}$ – теплопровідність відповідних шарів;

t_3 і $t_{\text{в}}$ – температури зовнішнього і внутрішнього повітря;

α_3 і $\alpha_{\text{в}}$ – коефіцієнти тепловіддачі зовнішнього і внутрішнього повітря.

Термічний опір теплопередачі стіни, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, визначається за відомою залежністю

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}$$

При проектуванні теплоізоляційної оболонки опалюваних будинків та споруд для зовнішніх огорожувальних конструкцій, а також і внутрішніх конструкцій, що розділяють приміщення, температура повітря в яких відрізняється на 3 °С та більше, необхідно виконувати наступні умови, які наведені в ДБН В.2.6-31:2006:

$$R_{\Sigma \text{пр}} \geq R_{q \text{ min}} , \quad (2.37)$$

$$\Delta t_{\text{пр}} \leq \Delta t_{\text{ст}} ,$$

$$\tau_{\text{в min}} > t_{\text{min}} ,$$

де $R_{\Sigma \text{пр}}$ – приведений опір теплопередачі непрозорої огорожувальної конструкції чи непрозорої частини огорожувальної конструкції (для термічно однорідних огорожувальних конструкцій визначається опір теплопередачі R_0), приведений опір теплопередачі світлопрозорої огорожувальної конструкції, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$; $R_{q \text{ min}}$ – мінімальне допустиме значення опору теплопередачі непрозорої огорожувальної конструкції чи непрозорої частини огорожувальної конструкції, мінімальне значення опору теплопередачі світлопрозорої огорожувальної конструкції, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$; $\Delta t_{\text{пр}}$ – температурний перепад між температурою внутрішнього повітря і приведеною температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta t_{\text{ст}}$ – допустима за санітарно-гігієнічними вимогами різниця між температурою внутрішнього повітря і приведеною температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції, $^{\circ}\text{C}$; $\tau_{\text{в min}}$ – мінімальне значення температури внутрішньої поверхні в зонах теплопровідних включень в огорожувальній конструкції, $^{\circ}\text{C}$; t_{min} – мінімально допустиме значення температури внутрішньої поверхні при розрахункових значеннях температур внутрішнього і зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$.

Мінімальне допустиме значення опору теплопередачі $R_{q \text{ min}}$ житлових та громадських будинків визначається у залежності від виду огорожувальної конструкції (зовнішні стіни, вікна і т. ін.) і температурної зони України згідно з ДБН В.2.6-31:2006 за табл. 2.15.

У разі утеплення будинків при їх реконструкції значення $R_{q \text{ min}}$, визначене за нормативними даними, для непрозорих огорожувальних конструкцій допускається брати з коефіцієнтом 0,8.

Таблиця 2.15. Мінімально допустиме значення опору теплопередачі огорожувальної конструкції житлових та громадських будинків ($R_{q \min}$)

№ поз.	Вид огорожувальної конструкції	Значення $R_{q \min}$, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, для температурної зони	
		I	II
1	Зовнішні стіни	3,3	2,8
2	Суміщені покриття	5,35	4,9
3	Горищні покриття та перекриття неопалювальних горищ	4,95	4,5
4	Перекриття над проїздами та неопалювальними підвалами	3,75	3,3
5	Світлопрозорі огорожувальні конструкції	0,75	0,6
6	Вхідні двері в багатоквартирні житлові будинки та в громадські будинки	0,5	0,45
7	Вхідні двері в малоповерхові будинки та в квартири, що розташовані на перших поверхах багатоповерхових будинків	0,65	0,6

Мінімальне допустиме значення опору теплопередачі $R_{q \min}$ промислових (сільськогосподарських) будинків визначається у залежності від виду огорожувальної конструкції, тепловологісного режиму внутрішнього середовища, теплової інерції огорожувальних конструкцій і температурної зони України згідно з ДБН В.2.6-31:2006 за табл. 2.16.

Показником теплової інерції є параметр D , який розрахований при коливаннях температури з періодом $\tau = 24$ год.

$$D = \sum_{i=1}^m R_i S_{ip}, \quad (2.38)$$

де R_i – термічний опір теплопровідності i -го шару конструкції, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$; S_{ip} – коефіцієнт теплосвоєння матеріалу i -го шару конструкції в розрахункових умовах експлуатації, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Термічний опір теплопровідності шару - $R_i = \delta_i / \lambda_i$, а коефіцієнт теплосвоєння шару при $\tau=24$ год може бути визначений за формулою

$$S_i = 0,27 \sqrt{\lambda_i \rho_i (c_{ci} + 0,0419 w_i)}, \quad (2.39)$$

Таблиця 2.16. Мінімально допустиме значення опору теплопередачі огорожувальних конструкцій промислових будинків ($R_{q \min}$)

Вид огорожувальної конструкції та тепловологісний режим експлуатації будинків	Значення $R_{q \min}$, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, для температурної зони	
	I	II
Зовнішні непрозорі стіни будинків: - з сухим і нормальним режимом з конструкціями з: $D > 1,5$ $D \leq 1,5$ - з вологим і мокрим режимом з конструкціями з: $D > 1,5$ $D \leq 1,5$ - з надлишками тепла (більше ніж $23 \text{ Вт}/\text{м}^3$)	1,7 2,2 1,8 2,4 0,55	1,5 2,0 1,6 2,2 0,45
Покриття та перекриття неопалювальних горищ будинків: - з сухим і нормальним режимом з конструкціями з: $D > 1,5$ $D \leq 1,5$ - з вологим і мокрим режимом з конструкціями з: $D > 1,5$ $D \leq 1,5$ - з надлишками тепла (більше ніж $23 \text{ Вт}/\text{м}^3$)	1,7 2,2 1,7 1,9 0,55	1,6 2,1 1,6 1,8 0,45
Перекриття над проїздами й неопалювальними підвалами з конструкціями з: $D > 1,5$ $D \leq 1,5$	1,9 2,4	1,8 2,2
Двері й ворота будинків: - з сухим і нормальним режимом - з вологим і мокрим режимом - з надлишками тепла (більше ніж $23 \text{ Вт}/\text{м}^3$)	0,6 0,75 0,2	0,55 0,70 0,2
Вікна й zenітні ліхтарі будинків: - із сухим і нормальним режимом - з вологим і мокрим режимом - з надлишками тепла (більше ніж $23 \text{ Вт}/\text{м}^3$)	0,45 0,5 0,18	0,42 0,45 0,18

де λ_i – теплопровідність шару, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; ρ_i – густина, $\text{кг}/\text{м}^3$; c_{ci} – теплоємність сухого матеріалу шару, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; w_i – вологість шару, %.

Мінімальне допустиме значення $R_{q \min}$ для внутрішніх міжквартирних конструкцій, що розмежовують приміщення з розрахунковою температурою повітря, які відрізняються більше ніж на $3 \text{ }^\circ\text{C}$ (стіни,

перекриття), і приміщень з поквартирним регулюванням теплопостачання визначають за формулою

$$R_{q\min} = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{\Delta t_{ct} \alpha_B}, \quad (2.40)$$

де t_{B1} , t_{B2} – розрахункові температури повітря у приміщеннях, °С.

Коефіцієнт тепловіддачі внутрішніх поверхонь конструкцій беруть за даними табл. 2.5 (для зовнішніх стін, наприклад, його величина складає 8,7 Вт/(м²·К)).

Величина Δt_{ct} визначається у залежності від призначення будинку і виду огорожувальної конструкції згідно з ДБН В.2.6-31:2006 за табл. 2.17.

Таблиця 2.17. Допустима за санітарно-гігієнічними вимогами різниця між температурою внутрішнього повітря і приведеною температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції Δt_{ct} , °С

Призначення будинку	Вид огорожувальної конструкції		
	Стіни (зовнішні, внутрішні)	Покриття та переkritтя горищ	Переkritтя над проїздами та підвалами
Житлові будинки, дитячі установи, школи, інтернати	4,0	3,0	2,0
Громадські будинки. крім зазначених вище, адміністративні та побутові, за винятком приміщень з вологим або мокрим режимом експлуатації	5,0	4,0	2,5
Виробничі будинки з сухим та нормальним режимом експлуатації	7,0	5,0	
Виробничі будинки з вологим та мокрим режимом експлуатації	$t_B - t_p$	$0,8(t_B - t_p)$	
Виробничі будинки з надлишками тепла (більше 23 Вт/м ³)	12	12	

Величини Δt_{pr} , $\tau_{B\min}$, t_{\min} визначаються за методикою, що наведена в ДБН В.2.6-31:2006.

2.2.2. Зменшення розрахункових втрат теплоти через заповнення світлових отворів

При загальній реконструкції житлових будівель можна реалізувати 2

варіанта стосовно заповнень світлових отворів:

- 1 – реконструкція наявних віконних рам і балконних дверей;
- 2 – повна заміна наявної конструкції світлових отворів.

Варіант 1. Подвійні віконні рами і балконні двері, що встановлені в багатьох житлових будівлях, мають низьке значення термічного опору теплопередачі, що складає для сполучених рам $0,39 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ і для окремих – $0,43 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$. Внаслідок цього температура внутрішньої поверхні стає низькою, що призводить до підвищеної тепловіддачі від людей до цієї поверхні і загального дискомфорту.

Якщо немає необхідності у заміні віконних рам і балконних дверей, то вказані вище недоліки можна ліквідувати при встановленні додаткової третьої з'йомної рами, яка закріплюється на наявних рамах за допомогою фіксаторів.

Встановлення додаткової рами при сполучених рамах здійснюють зі сторони приміщення (рис. 2.4а), а при окремих рамах – у міжрамному просторі біля внутрішньої рами (рис. 2.4б).

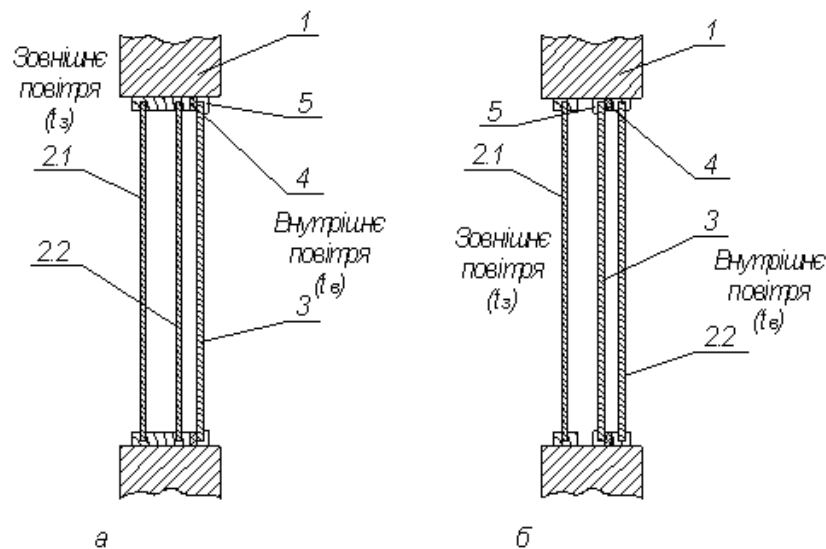


Рис.2.4. Встановлення додаткової третьої рами
а) при сполучених рамах; б) при окремих рамах: 1 – стіна будівлі;
2.1 – зовнішнє скло; 2.2 – внутрішнє скло; 3 – додаткова рама; 4 –
ущільнююча прокладка; 5 – фіксатори

Розглянемо процес передачі теплоти в плоскому прошарку товщиною $\delta_{пр}$ (рис. 2.5).

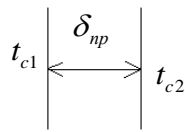


Рис. 2.5. Схематичне зображення плоского прошарку

Густина теплового потоку, що передається через прошарок, Вт/м²

$$q = \frac{\lambda_{екв}}{\delta_{пр}}(t_{c1} - t_{c2}), \quad (2.41)$$

де $\lambda_{екв}$ – еквівалентна теплопровідність в прошарку, Вт/(м·К); $\delta_{пр}$ – товщина прошарку (відстань між внутрішнім та зовнішнім склом), м; t_{c1} , t_{c2} – температури на внутрішній та зовнішній поверхнях прошарку, °С.

$$\lambda_{екв} = \lambda_{п} \xi_{к}, \quad (2.42)$$

де $\lambda_{п}$ – теплопровідність повітря в прошарку, Вт/(м·К); $\xi_{к}$ – коефіцієнт конвекції.

Теплопровідність повітря визначається у залежності від його середньої температури в прошарку, тобто $0,5(t_{c1} + t_{c2})$.

$$\xi_{к} = 0,18(Gr Pr)^{0,25}, \quad (2.43)$$

де Gr – критерій Грасгофа; Pr – критерій Прандтля.

$$Gr = \frac{g \delta_{пр}^3}{\nu^2} \beta(t_{c1} - t_{c2}). \quad (2.44)$$

Аналіз наведених рівнянь показує:

$\delta_{пр} \uparrow \rightarrow$ тоді з (2.41) величина $q \downarrow$.

З іншого боку - $\delta_{пр} \uparrow \rightarrow Gr \uparrow \rightarrow \xi_{к} \uparrow \rightarrow \lambda_{екв} \uparrow \rightarrow q \uparrow$.

Таким чином оптимальна товщина прошарку визначається в точці перетину залежностей q (див. рис. 2.6).

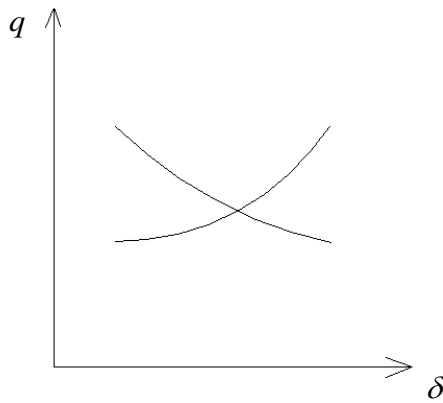


Рис. 2.6. Залежність зміни втрат теплоти від товщини прошарка

Термічний опір теплопередачі заповнень світлових отворів з додатковою третьою рамою складає біля $0,55 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$.

Економічну ефективність встановлення додаткової (третьої) рами визначають виходячи з терміну окупності додаткових капіталовкладень, років

$$z = \frac{K}{(\Delta T - A)} \quad (2.45)$$

де K – капіталовкладення на виготовлення та встановлення додаткової рами, грн/м²; ΔT – зменшення витрат на компенсацію втрат теплоти через заповнення світлового отвору, грн/(м²·рік); A – амортизаційні відрахування і витрати на поточний ремонт третьої рами, що дорівнюють $0,025K$, грн/(м²·рік).

За аналогією з формулою (2.35) при тепlopостачанні житлової будівлі від ТЕЦ або центральної котельні

$$\Delta T = 1,08 \left(\frac{1}{R_{02}} - \frac{1}{R_{03}} \right) (t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.о}}) n_0 \cdot 24 \cdot 3,6 \cdot 10^{-6} \Pi_{\text{ТЕЦ}} \quad (2.46)$$

Якщо житлова будівля постачається теплотою від індивідуальної опалювальної котельні, то за аналогією з формулою (2.36)

$$\Delta T = 1,08 \left(\frac{1}{R_{02}} - \frac{1}{R_{03}} \right) (t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.о}}) n_0 24 \cdot 3,6 \cdot 10^{-6} \frac{\Pi_{\text{пл}}}{(Q_{\text{н}}^{\text{р}})_y \eta_{\text{кот}}}, \quad (2.47)$$

де R_{02} і R_{03} – термічний опір теплопередачі подвійної та реконструйованої потрійної рам відповідно, (м²·К)/Вт.

Варіант 2. Якщо при реконструкції житлової будівлі відбувається повна заміна заповнень світлових отворів (віконних рам та балконних дверей), то вибір найбільш доцільної конструкції здійснюється за мінімальними приведеними витратами $V_{зв..i}$. При цьому для термічного опору теплопередачі цих світлопрозорих огорожувальних конструкцій повинна виконуватися умова (2.37), а співвідношення між опором повітропроникності R_g , $(\text{м}^2 \cdot \text{год})\text{Па}^{0,67} / \text{кг}$, і необхідним опором повітропроникності $R_{гн}$, $(\text{м}^2 \cdot \text{год})\text{Па}^{0,67} / \text{кг}$, має бути таким: $R_g \geq R_{гн}$.

Необхідний опір повітропроникності для світлопрозорих огорожувальних конструкцій визначається за формулою

$$R_{гн} = \frac{(\Delta P / \Delta P_o)^{2/3}}{G_H}, \quad (2.48)$$

де ΔP – розрахункова різниця тисків на зовнішній і внутрішній поверхнях огорожувальних конструкцій при температурах зовнішнього і внутрішнього повітря відповідно, Па ; P_o – різниця тисків, за якою визначається масова повітропроникність світлопрозорої конструкції під час випробувань згідно з ДСТУ Б В.2.6-18 (10 Па); G_H – допустима повітропроникність огорожувальної конструкції, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$.

Розрахункова різниця тисків, Па, визначається за формулою

$$\Delta P = g[(H - h_i) \beta_v (\rho_3 - \rho_v) + 0,03 \rho_3 v_3^2], \quad (2.49)$$

де g – прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$; H – висота будівлі від рівня підлоги першого поверху до верху витяжної шахти, м; h_i – висота від рівня підлоги першого поверху до середини огорожувальної конструкції i -го поверху, для якого проводиться розрахунок, м; ρ_3 і ρ_v – густина зовнішнього і внутрішнього повітря відповідно, $\text{кг}/\text{м}^3$; v_3 – максимальна із середніх швидкостей вітру за січень, $\text{м}/\text{с}$; β_v – коефіцієнт, що враховує зміну швидкості повітря (залежить від висоти будівлі і характеристики місцевості – наприклад, при висоті будівлі 80 м для місцевості з розташованими

будинками заввишки понад 25 м величина $\beta_v = 1,15$, а при висоті будівлі 40 м для цієї ж місцевості $\beta_v = 0,8$).

Густина повітря, яка входить у наведену вище формулу, можливо визначати спрощено тільки у залежності від відповідної температури (t_i), тобто $\rho_i = 353/(273 + t_i)$.

Допустимі значення повітропроникності G_H згідно з ДБН В.2.6-31:2006 беруть:

- для світлопрозорих конструкцій житлових та громадських будинків, виробничих будинків із кондиціонуванням повітря – 6 кг/(м²·год);

- для світлопрозорих конструкцій промислових будинків - 10 кг/(м²·год).

Опір повітропроникності світлопрозорих огорожувальних конструкцій визначається за формулою

$$R_g = \frac{(\Delta P / \Delta P_o)^n}{G_{ск}}, \quad (2.50)$$

n – показник режиму фільтрації світлопрозорої конструкції, отриманий за результатами випробувань; $G_{ск}$ – повітропроникність світлопрозорої конструкції, кг/(м²·год), при $\Delta P_o = 10$ Па, отримана за результатами випробувань акредитованими лабораторіями.

При теплопостачанні житлової будівлі від ТЕЦ або центральної котельні зведені витрати, грн/м²

$$B_{зв..i} = K_{з.i} (\mu + a_{з.i} z_H) + \sum B_{екс} z_H + \Delta Q_{інф}^p z_H \Pi_{ТЕЦ} 10^{-9}, \quad (2.51)$$

а при теплопостачанні від індивідуальної опалювальної котельні

$$B_{зв..i} = K_{з.i} (\mu + a_{з.i} z_H) + \sum B_{екс} z_H + \Delta Q_{інф}^p z_H \Pi_{пл} 10^{-9} / ((Q_H^p)_y \eta_{кот}), \quad (2.52)$$

де $K_{з.i}$ – капіталовкладення в реконструкцію заповнення світлового отвору, грн/м²; μ - коефіцієнт, яким враховують термін служби системи або її елемента та термін обліку капіталовкладень і експлуатаційних витрат, визначається за довідковими даними; $a_{з.i}$ – коефіцієнт відрахувань на капітальний і поточний ремонт заповнення світлового отвору (для

житлових і громадських будівель його беруть 0,03 1/рік, а для промислових – 0,06 1/рік); $\sum V_{\text{екс}}$ – експлуатаційні витрати, грн/(м²·рік); $\Delta Q_{\text{інф}}^{\text{p}}$ – річна витрата теплоти на нагрівання надлишкового інфільтраційного повітря, Дж/(м²·рік); $\zeta_{\text{ТЕЦ}}$, $\zeta_{\text{ПЛ}}$, $(Q_{\text{н}}^{\text{p}})_{\text{y}}$, $\eta_{\text{кот}}$ – ті самі величини, що і у формулах (2.35), (2.36).

Капіталовкладення в реконструкцію заповнення світлового отвору складають вартість виготовлення рам (балконних дверей) і їх встановлення.

Річні експлуатаційні витрати $\sum V_{\text{екс}}$ складаються з витрат на теплову енергію або паливо $V_{\text{пт.і}}$, на електроенергію $V_{\text{е}}$ та заробітню плату $V_{\text{з}}$. Крім цього при підвищенні рівня теплового захисту будівель зменшуються капіталовкладення в систему опалення $K_{\text{оп}}$ і генератори теплоти $K_{\text{г}}$, які визначаються як зміна суми відповідних вкладень при зміні термічного опору теплопередачі огорожень (вкладення в теплові мережі практично не змінюються, тому в розрахунках не враховуються).

Наприклад, витрати на теплову енергію при теплопостачанні будівель від ТЕЦ або районної котельні визначають за формулою (2.35), а витрати на паливо при теплопостачанні будівель від індивідуальної котельні – за формулою (2.36), в яких замість величини R_o^y необхідно використати термічний опір теплопередачі заповнення світлового отвору R_{gi} для відповідного варіанта.

В спеціальній літературі наведені формули для визначення решти складових експлуатаційних витрат – $V_{\text{е}}$, $V_{\text{з}}$, а також $K_{\text{оп}}$ і $K_{\text{г}}$.

Річна витрата теплоти на нагрівання надлишкового інфільтраційного повітря, Дж/(м²·рік), визначається за формулою

$$\Delta Q_{\text{інф}}^{\text{p}} = \sum_{t=8^{\circ}\text{C}}^{t=t_{\text{п.о.}}} q_t (t_{\text{в}} - t_{\text{ні}}) n_{ti} 3600 - Q_{\text{інф}}^{\text{п.н}}, \quad (2.53)$$

де q_t – питома витрата теплоти для нагріву на 1 К зовнішнього повітря при поточній температурі $t_{\text{ні}}$, що надходить через 1 м² засклення, Вт/(м²·К); n_{ti} –

кількість годин опалювального періоду з температурою зовнішнього повітря $t_{нi}$; $Q_{інф}^{p.н}$ – річна витрата теплоти на нагрівання нормативної кількості інфільтраційного повітря, Дж/(м²·рік).

Величину $Q_{інф}^{p.н}$ визначають виходячи з надходження в житлові будівлі з м³/год зовнішнього повітря на 1 м² житлової площі будинку за формулою

$$Q_{інф}^{p.н} = 3 \frac{\sum F}{F_{вік}} n_{оп} 24 c_{п} \rho_{п} (t_{ср.о} - t_{нi}), \quad (2.54)$$

де $\sum F$ – сумарна житлова площа будинку, м²; $F_{вік}$ – площа застклення в будинку, м²; $c_{п}$ і $\rho_{п}$ – теплоємність Дж/(кгК), і густина, кг/м³, повітря відповідно.

Величину $c_{п}$ беруть 1000 Дж/(кгК), а $\rho_{п}$ – визначають за середньою температурою опалювального періоду.

Питома витрата теплоти

$$q_t = \frac{G_{інф} c_{п} \beta_0}{3600}, \quad (2.55)$$

де $G_{інф}$ – масова витрата повітря, яке надходить у приміщення через щілини в заповненнях світлових отворів, кг/(м²·год); β_0 – коефіцієнт, яким враховують вплив зустрічного повітряного потоку – див. рис.2.7 (в наявних будинках для одинарного застклення і сполучених подвійних рам беруть $\beta_0 = 1$, для окремих подвійних рам – $\beta_0 = 0,8$, а для потрійного застклення – $\beta_0 = 0,7$).

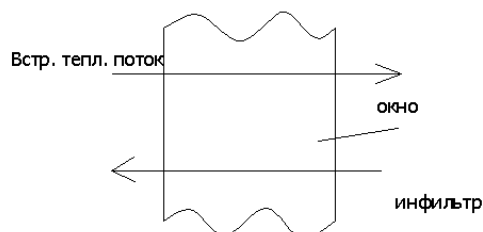


Рис. 2.7. Врахування зустрічного теплового потоку

Для вікон і балконних дверей наявних житлових і громадських будівель, а також вікон і ліхтарів промислових будівель

$$G_{\text{інф}} = \frac{\Delta P^{0,67}}{R_{\text{інф}}}, \quad (2.56)$$

$R_{\text{інф}}$ – опір повітропроникненню заповнення світлового отвору з пінополіуретановими прокладками, Па^{0,67}(м²·год)/кг (в наявних будинках для одинарного застклення і подвійного застклення в сполучених рамах – 2,55; для подвійного застклення в окремих рамах – 2,84 при одному ущільнюючому причині і 3,73 - при двох; для потрійного застклення – 2,94 при одному ущільнюючому причині , 4,05 – при двох і 5,49 – при трьох).

Для нових світлопрозорих огорожувальних конструкцій (склопакетів), типи яких наведені у ДБН В.2.6-31:2006 , величина $G_{\text{інф}} = G_{\text{н}}$.

Вікна, що вентилюються

Зменшення втрат теплоти через заповнення світлових отворів можливе при використанні подвійних або потрійних вікон, що вентилюються.

На рис. 2.8 показані вікна, що вентилюються, при подвійному та потрійному засткленні. У першому випадку видалення повітря, що проходить через вікно, відбувається в повітропроводі витяжної вентиляції, а у другому – в атмосферу через відповідний канал.

Окрім зменшення теплових втрат через вікна, що вентилюються, підвищується рівень теплового комфорту в приміщенні за рахунок збільшення температури поверхні скла, яке звернене до приміщення.

Термічний опір теплопередачі вікон, що вентилюються, $R_{\text{в}}$, залежить від питомої витрати повітря, що проходить через них. Розрахунки, наприклад, показали, що для потрійних вікон, які вентилюються, порівняно з потрійним засткленням без вентиляції при питомій витраті повітря 20 м³/год на 1 м ширини вікна $R_{\text{в}} = 1,07$ (м²·К)/Вт, а економія витрат теплоти на компенсацію втрат теплоти через вікна складає 52%. При питомій витраті повітря 60 м³/год на 1 м ширини вікна $R_{\text{в}} = 1,96$ (м²·К)/Вт, а

економія витрат теплоти – 75%.

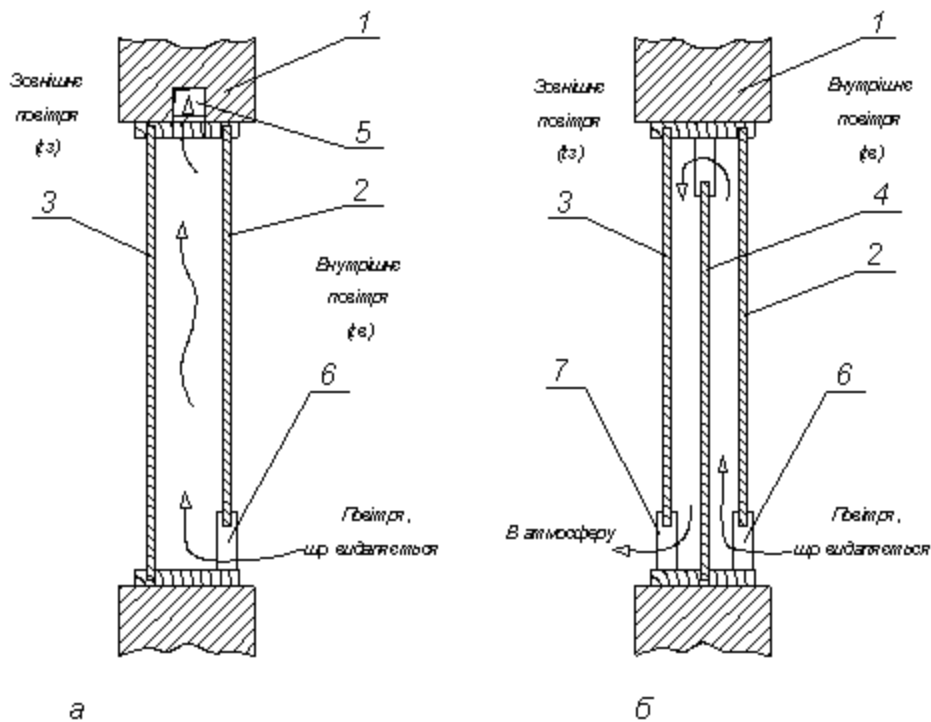


Рисунок 2.8 . Вікна, що вентилюються:

а) при подвійному заскленні; б) при потрійному заскленні:

1 – стіна будівлі; 2 – внутрішнє скло; 3 – зовнішнє скло; 4 – проміжне третє скло; 5 – витяжний канал, приєднаний до витяжного повітропроводу; 6 – щілини для підводу до вікон повітря, що видаляється; 7 – канал для видалення повітря в атмосферу.

При руху повітря у міжскляному просторі можлива конденсація водяної пари з повітря, якщо температура поверхні скла менша за температуру точки роси. Тому в вікнах, що вентилюються, необхідно передбачати пристрої для відведення вологи, що утворюється при конденсації пари.

Приведені витрати, наприклад, для варіанта при під'єднанні вікон, що вентилюються, до системи витяжної вентиляції, можливо розрахувати за формулою (2.51) – при тепlopостачанні будівель від ТЕЦ або районної котельні, в якій необхідно замість складової $\Delta Q_{\text{інф}}^p z_{\text{н}} C_{\text{ТЕЦ}} 10^{-9}$, що виключається, записати наступну $K_{\text{в}}(1 + a_{\text{в}} z_{\text{н}})$, де $K_{\text{в}}$ – капітальні витрати на влаштування повітропроводів для підведення повітря до вікна і видалення його у витяжну систему, грн/м²; $a_{\text{в}}$ – доля витрат на ремонт додаткових

повітропроводів (беруть 0,04 1/рік). Крім цього, в експлуатаційних витратах на електроенергію необхідно врахувати додаткові витрати на подолання аеродинамічного опору влаштованих додатково повітропроводів.

2.3. Автоматизація регулювання витрат теплоти на опалення житлових будівель

Слід зауважити, що при автоматизованому регулюванні витрат теплоти на опалення можливо досягти значної їх економії при невеликих капіталовкладеннях. При встановленні оптимального режиму роботи систем опалення така економія може сягати до 20% річного споживання теплоти на опалення.

Розглянемо схемні рішення по автоматизації центральних (ЦТП) і індивідуальних (ІТП) теплових пунктів.

2.3.1. Центральні теплові пункти

Відомими є два способи подавання теплоти в систему опалення (СО): нормальна і зв'язана. Це відноситься до абонентських вводів, які обслуговують місцеві системи опалення і гарячого водопостачання (ГВП) при відсутності в системі ГВП баків – акумуляторів.

При нормальній подачі система опалення отримує теплоту незалежно від системи ГВП і будь-які зміни в витраті теплоти на ГВП не впливають на витрати теплоти системою опалення. Розрахункова витрата теплоти на ввід Q_B^H складається з розрахункової витрати теплоти на опалення Q_0 та максимальної витрати теплоти на ГВП $Q_{Г.В.маx}$, тобто $Q_B^H = Q_0 + Q_{Г.В.маx}$.

При зв'язаній подачі витрата теплоти, яку отримує СО, залежить від витрати теплоти в системі ГВП. При цьому надходження теплоти в систему ГВП не обмежується, в результаті при відхиленні витрати теплоти на ГВП від середнього за годину $Q_{Г.В.ср}$ змінюється і подача теплоти в систему опалення. Розрахункова витрата теплоти на ввід для цього випадку $Q_B^3 = Q_0 + Q_{Г.В.ср}$.

Аналізуючи витрати теплоти на ввід ЦТП можна зробити висновок, що зв'язана подача має перевагу порівняно з нормальною, яка характеризується зменшенням витрат теплоти (мережевої води) на ввід, тобто $Q_B^3 < Q_B^H$.

Зв'язана подача є найбільш ефективною в потужних системах теплопостачання (СТ) при $Q_{г.в.мак}$ більше ніж $0,1Q_0$, а для невеликих СТ більш доцільною є нормальна подача теплоти.

В закритих СТ нормальна подача теплоти в СО здійснюється звичайно за паралельною або змішаною схемах вводу.

За паралельною схемою (рис.2.9) водонагрівач ГВП (один ступінь) включається паралельно за напрямком нагрівальної води з теплообмінником системи опалення або елеваторним вузлом.

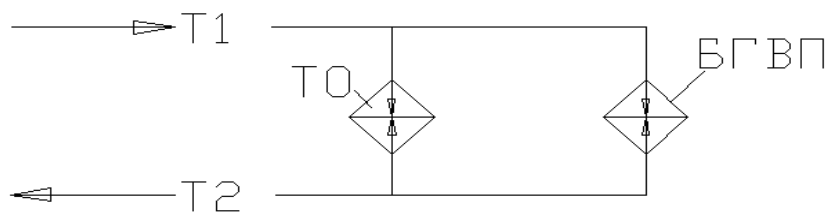


Рис. 2.9. Паралельна схема абонентського вводу

За змішаною схемою вводу (рис. 2.10) нагрів води ГВП здійснюється в двох ступенях, перший з яких за напрямком водопровідної води обігривається поворотною водою водонагрівача ГВС 2 ступеню і теплообмінника системи опалення. В цій схемі водонагрівач 2 ступеня ГВП з'єднується паралельно за напрямком подавальної мережевої води, а водонагрівач ГВП 1 ступеня обігривається поворотною водою після теплообмінника опалення.

Найбільш ефективною схемою абонентського вводу при зв'язаній подачі є двоступенева послідовна схема. При цьому теплообмінник опалення під'єднаний послідовно після другого ступеня бойлера ГВП (рис. 2.11).

Використання двоступеневих схем при нормальній і зв'язаній подачі дозволяє утилізувати теплоту поворотної мережевої води після теплообмінника опалення, тобто має переваги порівняно з одноступеневою схемою.

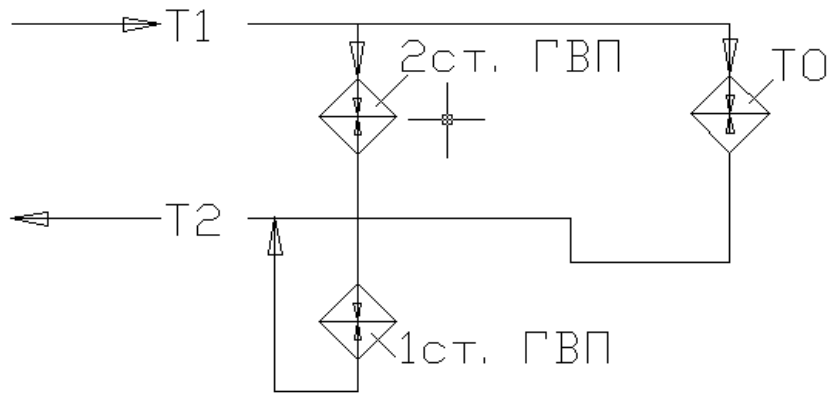


Рис. 2.10. Двоступенева змішана схема абонентського вводу

Використання двоступеневих схем при нормальній і зв'язаній подачі дозволяє утилізувати теплоту поворотної мережевої води після теплообмінника опалення, тобто має переваги порівняно з одноступеневою схемою.

Аналіз розглянутих схем показує, що не дивлячись на переваги зв'язаної подачі і використання двоступеневої схеми підключення водонагрівачів ГВП, при автоматизації подачі теплоти на опалення за цією схемою

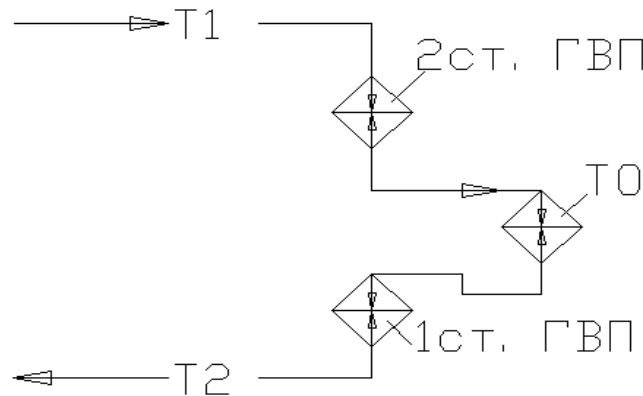


Рис. 2.11. Двоступенева послідовна схема абонентського вводу

можливий перегрів опалюваних будівель у теплий період опалювального сезону, коли за температурою зовнішнього повітря необхідно відключати подачу теплоти на опалення, але вона буде надходити з теплоносієм після 2 ступеня водонагрівача ГВП.

Таким чином з точки зору автоматизації більш доцільним є застосування змішаної схеми підключення водонагрівачів ГВП при нормальній подачі теплоти, але з обмеженням максимальної витрати мережевої води на ввід. Таке обмеження здійснюється від витратоміра, який входить до комплексу теплолічильника, за рахунок впливу на виконавчий механізм регулятора витрати теплоти на опалення при перевищенні витрати мережевої води на ЦТП за задану.

На рис. 2.12 наведена схема автоматизації ЦТП при незалежному підключенні квартальних мереж опалення, в якій передбачено і регулювання витрати теплоти на опалення в залежності від температур зовнішнього t_z і внутрішнього $t_{вн}$ повітря, і регулювання температури води на ГВП, і регулювання підживлення місцевої системи опалення. Також здійснюється обмеження витрати мережевої води на ввід за допомогою датчика витрати 13 і приладу 15.

Датчиками витрати води можуть бути або індукційні витратоміри, або камерні діафрагми з дифманометром, або інші пристрої зі струмовим виходом, сигнал яких пропорційний витраті води.

Зниження витрати теплоти здійснюється зменшенням витрати мережевої води на теплообмінник опалення за допомогою клапана 12 регулятора 3.

Системи опалення всіх житлових будівель під'єднуються до квартальної мережі через елеватор 9, що призводить до зменшення капітальних і експлуатаційних витрат в квартальній мережі опалення і підвищення її гідравлічної стійкості.

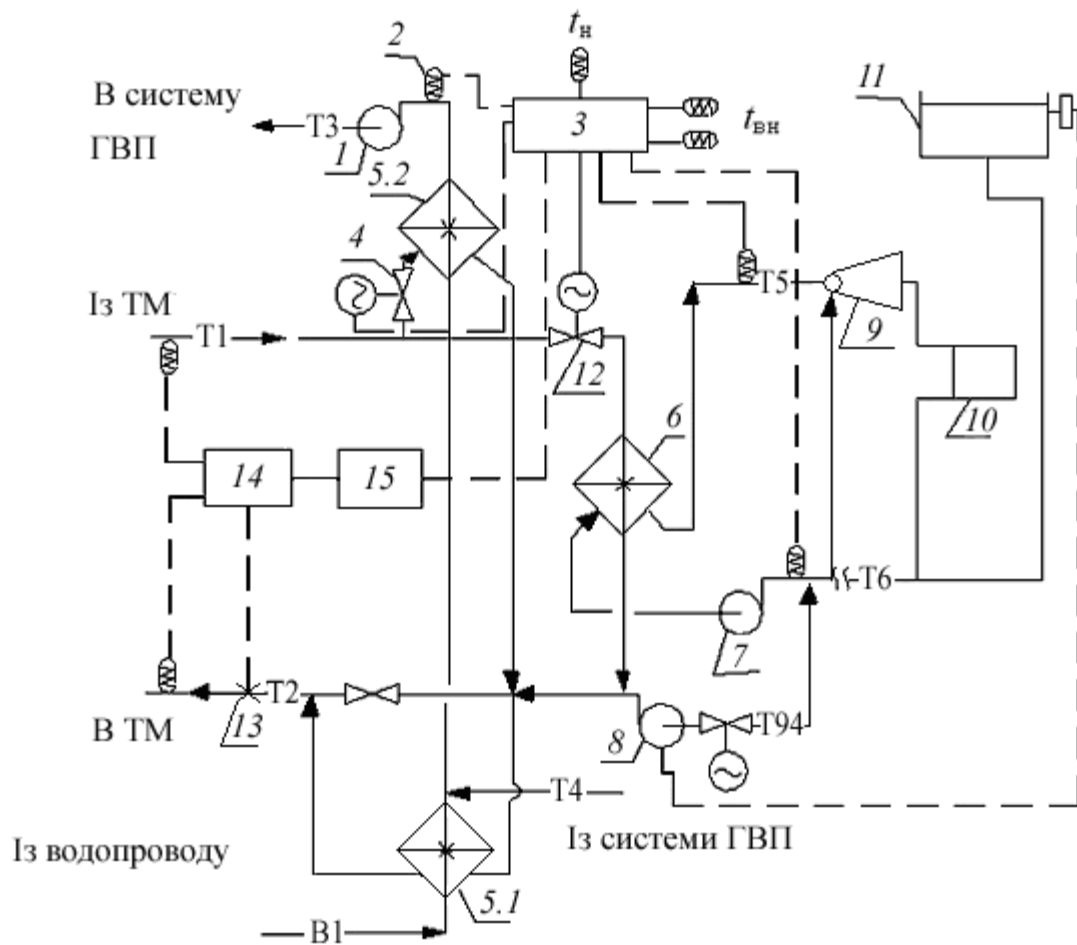


Рис. 2.12 Схема автоматизації ЦТП з незалежним підключенням мереж опалення:

1-насос ГВП; 2-термометр опору; 3-регулятор витрати теплоти на опалення; 4-регулятор температури гарячої води; 5-водонагрівач ГВП(5.1- перший ступінь, 5.2-другий ступінь); 6-теплообмінник опалення; 7-циркуляційний насос системи опалення; 8-насос підживлюваної води; 9-елеватор місцевої системи опалення; 10-нагрівальні прилади; 11-розширюючий бак; 12-регулюючий клапан; 13-датчик витрати води; 14-теплोलічильник; 15-прилад для безперервного запису витрати води з контактним пристроєм для обмеження максимальної витрати.

T1, T2- подавальний і поворотний трубопроводи теплової мережі; T3- трубопровід ГВП; T4- циркуляційний трубопровід ГВП; T5, T6- подавальний і поворотний трубопроводи місцевої системи опалення; T94- трубопровід підживлювальної води; В1-водопровід;

Температуру теплоносія в квартальній мережі беруть в подавальному трубопроводі на 10-20 °С нижче ніж в магістральних трубопроводах міської теплової мережі.

Обмеження витрати мережної води на ЦТП приводить до економії теплоти, що виробляє джерело тепlopостачання і, відповідно, до скорочення витрати палива на її виробництво.

У разі під'єднання місцевих систем опалення до теплових мереж за залежною схемою через елеваторний вузол в ЦТП додатково встановлюється циркуляційний (коригуючий) насос (рис.2.13).

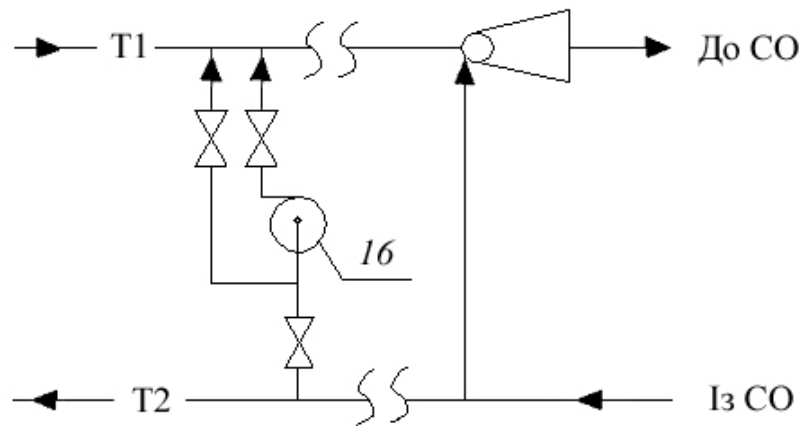


Рис. 2.13. Фрагмент під'єднання місцевих систем опалення теплової мережі: 16 – коригувальний насос

Останній підмішує поворотну воду до подавальної з метою зниження температури води в квартальній мережі, коли температура води в міських мережах перевищує необхідну для опалення, і для забезпечення постійної витрати води в квартальній мережі, коли температура води в міських мережах перевищує необхідну для опалення, і для забезпечення постійної витрати води в квартальній мережі для запобігання гідравлічного розрегулювання системи опалення.

2.3.2. Індивідуальні теплові пункти

Місьцеве центральне регулювання опалення

Для автоматизованого регулювання витрат теплоти на опалення окремої будівлі, яка під'єднується до міської мережі через елеватор за залежною схемою, рекомендується використовувати регулятор до складу якого входять 2 датчика – терморезистора і електронний блок; струменевий елеватор зі змінним перерізом сопла (рис.2.14).

Регулятор Р-1М підтримує за заданим графіком температуру води в системі опалення в залежності від зміни температури зовнішнього повітря шляхом зміни витрати мережевої води за рахунок переміщення голки сопла елеватора, схема якого наведена на рис. 2.15.

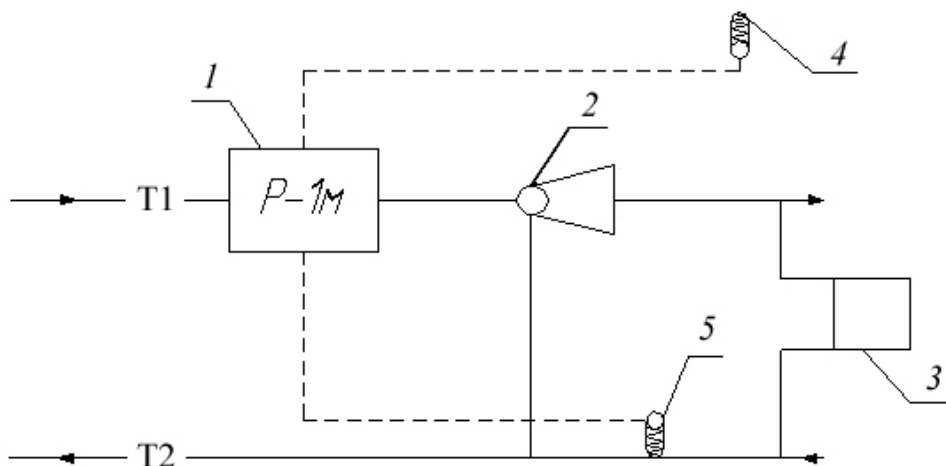


Рис. 2.14. Фрагмент автоматизації витрат теплоти на опалення в ІТП:
1- регулятор "Електроніка Р-1М"; 2- елеватор зі змінним перерізом сопла; 3- нагрівальний прилад СО; 4- датчик температури зовнішнього повітря; 5- датчик температури поворотної води в СО.

При використанні у тепловому пункті звичайного елеватора для зміни витрати мережевої води в систему опалення перед ним встановлюють регулюючий клапан 12 з електроприводом (рис.2.16).

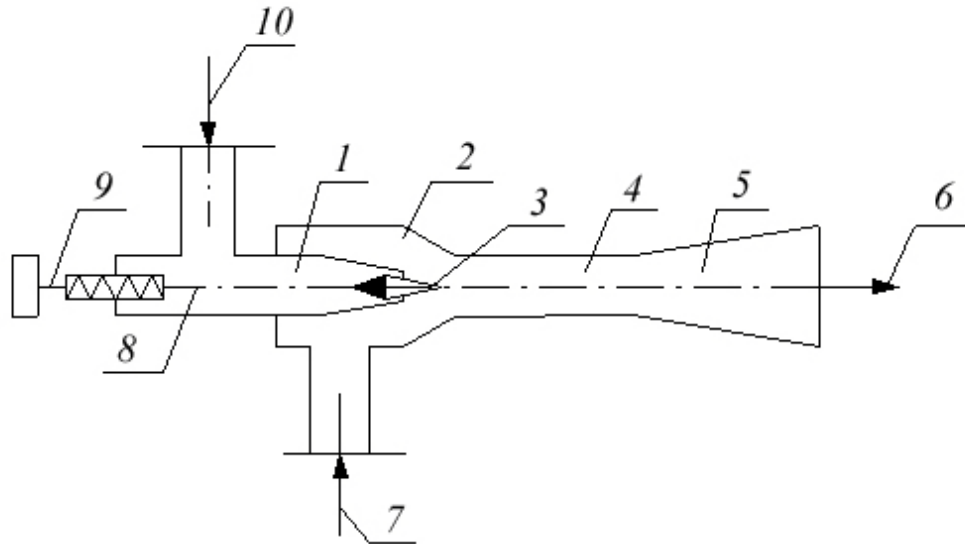


Рис. 2.15. Елеватор зі змінним перерізом сопла:

1- сопло; 2- всмоктувальна камера; 3- регулююча голка; 4- камера змішування; 5- дифузор; 6- вихід змішаної води на СО; 7-поворотна вода із СО; 8- шток регулюючої голки; 9-механізм для переміщення голки; 10- вхід мережевої води.

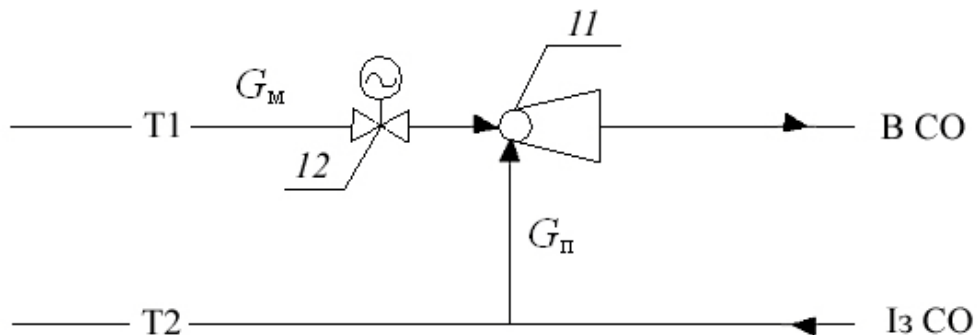


Рис.2.16. Фрагмент підключення звичайного елеватора:

11- елеватор з постійним перерізом сопла; 12- регулюючий клапан; G_M і G_P масові витрати мережної і поворотної води відповідно

Характерною особливістю звичайного елеватора є постійність коефіцієнта підмішування u ($u = G_P / G_M$) і це є недоліком такого елеватора. При необхідності зменшення витрати мережевої води G_M аналогічно буде зменшуватись і витрата поворотної води G_P . Постійність u призводить до жорсткого зв'язку гідравлічних і температурних режимів теплової мережі і місцевих систем опалення. Це також не дозволяє з підвищенням температури навколишнього повітря зменшувати витрату води, яка

циркулює в тепловій мережі, зі збереженням її розрахункової температури, що призвело б до зменшення витрат електроенергії на переміщення теплоносія. Зміна ж витрати води в системі опалення, тобто її зменшення, спонукає розрегулювання системи, що пов'язується з нерівномірною тепловіддачею окремих нагрівальних приладів.

При використанні елеватора з регульованим соплом зменшення його перерізу шляхом введення голки коефіцієнт підмішування збільшується, в результаті при зменшенні витрати мережевої води витрата води в системі опалення знижується у меншій мірі.

Для того, щоб виключити недогрів останніх за напрямком руху води нагрівальних приладів, регулювання слід здійснювати за температурою води у поворотному трубопроводі системи опалення. Це, в свою чергу, виключає небезпечність замерзання води в системі при повному закритті сопла голкою, що є необхідним при подачі теплоти в систему опалення за графіком з урахуванням постійної величини побутових тепловиділень.

За аналогією зі звичайними нерегульованими елеваторами розроблено 7 типорозмірів регульованих елеваторів.

Слід зауважити, що для теплового пункту з регульованим соплом підігрівники ГВП необхідно підключати до теплової мережі за двоступеневою змішаною схемою (рис. 2.12). Послідовну схему застосовувати неможливо, оскільки при закритті сопла елеватора голкою мережева вода не надійде до другого ступеня водонагрівача, що призведе до недогріву води, яка надходить на гаряче водопостачання. Для того, щоби використання змішаної схеми не призвело до збільшення розрахункової витрати води на тепловий пункт, необхідно на вводі встановити регулятор-обмежувач максимальної витрати, використовуючи для цього наявний у змішаній схемі регулятор.

Місцеве пофасадне регулювання опалення (рис. 2.17)

Системи опалення стрічкових будівель з точки зору автоматизації їх регулювання поділяють на дві. При цьому для систем з нижньою розводкою подавальні трубопроводи уже розділені, а поворотні обох систем можуть бути об'єднані загальним головним стояком. Для систем опалення з верхньою розводкою необхідно додатково прокласти ще один головний стояк, щоби в системи навпроти розташованих фасадів можна було подавати воду з різною початковою температурою. При посекційних



Рис. 2.17. Пофасадне регулювання опалення:

1,2 – елеватори зі змінним перерізом сопла; 2- регулятор температури

системах опалення, наприклад, для цього можливо використати головний стояк другої секційної системи, розташувавши відповідні перетинки по підвалу і горищі будівлі для об'єднання пофасадних гілок обох секційних систем кожного фасаду в окремі системи.

У тепловому пункті встановлюється регулятор, що дозволяє одним приладом керувати обома системами опалення, з підключенням останніх через малощумні циркуляційні насоси або елеватори зі змінним перерізом сопла.

Основні схемні рішення по фасадного регулювання наведені в літературі.

*Вертикальне регулювання системи опалення і індивідуальне
на опалювальних приладах*

Вертикальне регулювання для висотних будівель при вертикальних однострубних системах опалення пов'язане з одночасною зміною температури і витрати води, яка в них циркулює.

Відомо, що тепловіддача перших за напрямком руху води нагрівальних приладів стояка залежить від температури води, що надходить до них, і

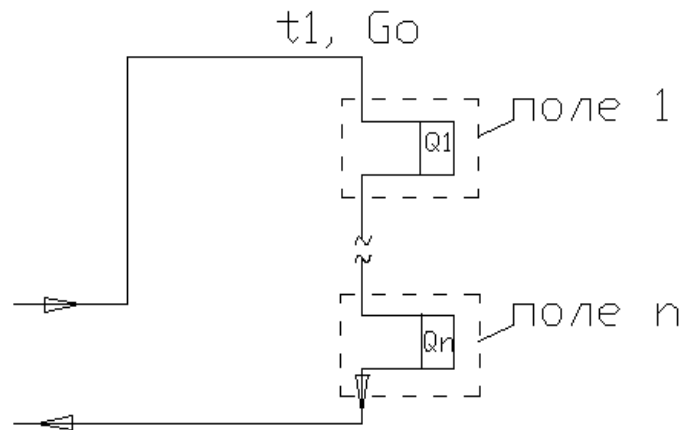


Рис. 2.18. Вертикальне регулювання опалення

практично не залежить від витрати води, а температура останніх за напрямком руху води приладів залежить і від початкової температури, і витрати води в них. На цьому принципі і побудоване вертикальне регулювання.

Регулюючи одночасно витрати води і її температуру, можливо змінювати тепловіддачу опалювальних приладів у відповідності з тепловими втратами приміщень різних поверхів. Так при зниженні температури внутрішнього повітря у приміщеннях, які обслуговуються останніми за напрямком руху води опалювальними приладами, необхідно для підвищення тепловіддачі цих приладів і збереження незмінної тепловіддачі перших за напрямком руху води приладів збільшити витрату циркуляційної води. При зниженні температури внутрішнього повітря у

приміщеннях, які обслуговуються першими за напрямком руху води опалювальними приладами, необхідно збільшити температуру води, але одночасно з цим потрібно скоротити її витрату для того, щоби підвищення температури не збільшило тепловіддачу останніх за напрямком руху води приладів.

Індивідуальне автоматичне регулювання на кожному опалювальному приладі або на вводі в квартиру доцільно використовувати спільно з автоматичним регулюванням витрати теплоти в ЦТП і ІТП. Найкраще індивідуальне регулювання здійснювати для двотрубних систем опалення (рис. 2.19).

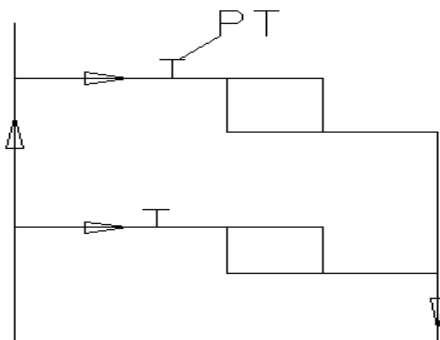


Рис. 2.19. Регулятори температури в двотрубних системах опалення

При використанні індивідуальних терморегуляторів в однотрубних системах опалення (рис. 2.20) відключення або скорочення витрати води через нагрівальний прилад призведе до збільшення витрати води і підвищення тепловіддачі для інших нагрівальних приладів, на яких регулятори можуть бути відключені або налаштовані на підтримання високої температури внутрішнього повітря.

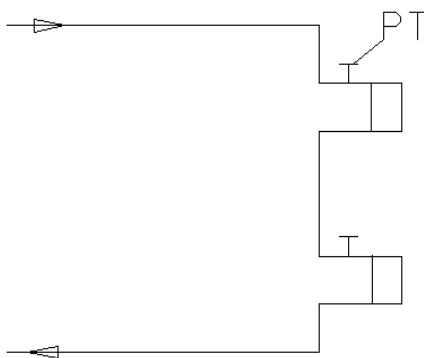


Рис. 2.20. Регулятори температури в однотрубних системах опалення

Оскільки в житлових будівлях звичайно відсутні поквартирне врахування витрат теплоти на опалення і розрахунки за її використання, то у населення відсутня економічна зацікавленість у зменшенні витрати теплоти на опалення за допомогою налаштування регулятора на більш низьку температуру, тому, як зазначено вище, індивідуальне регулювання бажано здійснювати спільно з автоматичним регулюванням витрати теплоти в теплових пунктах.

Для встановлення на нагрівальних приладах широко використовуються сучасні терморегулятори фірми «ДАНФОСС ТОВ».

Поквартирний облік спожитої теплоти за допомогою теплотічильників можливий в сучасних периметральних системах опалення.

2.3.3. Економічні показники ефективності автоматичного регулювання витрати теплоти на опалення

Термін окупності вкладень в автоматизацію залежить від потужності системи опалення, функціональних і точносних характеристик регулятора, вартості пристроїв авторегулювання і їх обслуговування.

Економічні показники при впровадженні заходів по підвищенню ефективності роботи систем опалення за рахунок автоматизації оцінюються економією витрати теплоти, яка при цьому досягається.

За дослідними даними при застосуванні групового і місцевого регулювання витрати теплоти на опалення економія може досягти до

15-20%.

Економію витрати теплоти, ГДж/рік, можна визначити за формулою

$$\Delta Q_e = \frac{k_e}{100} Q_0 \frac{t_b - t_{cp.o}}{t_b - t_{p.o}} n_0 24 \cdot 3,6, \quad (2.57)$$

де k_e - відсоток економії теплоти на опалення (ця величина залежить від типу регулятора і за багатьма практичними рекомендаціями може бути 8-12%); Q_0 - розрахункова витрата теплоти на опалення будівлі, МВт; t_b , $t_{cp.o}$, n_0 - ті самі величини, що у формулі (2.36); $t_{p.o}$ - розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, °С.

Витратна частина складається з капіталовкладень на облаштування системи автоматичного регулювання (K , грн) і експлуатаційних витрат ($V_{екс}$, грн/рік), які визначаються за формулами відповідно

$$K = K_{пр} + K_{д+л} + K_{кл} + K_{н}, \quad (2.58)$$

$$V_{екс} = V_{е.рег} + V_{е.н} + V_з + V_a \quad (2.59)$$

де $K_{пр}$, $K_{д+л}$, $K_{кл}$ - вартість приладу (регулятора), датчиків і ліній зв'язку, регулюючих органів (клапанів) з урахуванням їх встановлення (монтажу), грн; $K_{н}$ - вартість насосів з урахуванням монтажу та обв'язкою трубопроводами (при їх наявності), грн; $V_{е.рег}$, $V_{е.н}$ - витрати на електроенергію, яку споживають пристрої авторегулювання та насоси відповідно, грн/рік; $V_з$ - витрати на заробітну плату обслуговуючого персоналу, грн/рік; V_a - амортизаційні відрахування від додаткових капіталовкладень, грн/рік.

Витрати на електроенергію, яку споживають регулятори та регулюючі органи (клапани), грн/рік

$$V_{е.рег} = C_e (N_p + N_{кл}) n_0 24 \quad (2.60)$$

де C_e - вартість 1 кВт·год витраченої електроенергії, грн; N_p і $N_{кл}$ - електрична потужність, яку споживають регулятор і клапан відповідно, кВт.

Витрати на електроенергію, грн/рік, яку додатково споживає двигун насоса, що може бути встановлений на подавальному або поворотному

трубопроводі системи опалення, порівняно з варіантом без автоматизації, при залежній схемі підключення системи до теплової мережі визначаються за формулою

$$B_{e.n} = \Pi_e n_0 24 \frac{P_n G_n}{10^6 \eta_n}, \quad (2.61)$$

де P_n – тиск, який створює насос, Па; G_n – потужність насоса, кг/с; η_n – ККД насоса.

Витрати на заробітну плату персоналу, грн/рік

$$B_3 = \Phi_{3.п} \left(1 + \frac{k_{3.п}}{100} \right) \frac{1}{N} \quad (2.62)$$

де $\Phi_{3.п}$ – річний фонд заробітної плати слюсаря КВП і А, грн/рік; $k_{3.п}$ – коефіцієнт нарахувань на заробітну плату, у відсотках до фонду зарплати, %; N – кількість теплових пунктів, які обслуговує один слюсар КВП і А.

Амортизаційні відрахування звичайно беруть для приладів контролю і регулювання технологічних процесів з коефіцієнтом $a_{ав} = 0,125$, а для санітарно-технічного обладнання (регулюючі клапани, насоси) $a_{ав} = 0,08$ від відповідних капіталовкладень, тобто в грн/рік)

$$B_a = a_{ав} (K_{пр} + K_{д+л}) + a_{ав} (K_{кл} + K_n) \quad (2.63)$$

Економічний ефект від впровадження засобів автоматизації в систему опалення при теплопостачання будівлі, наприклад, від ТЕЦ, грн/рік

$$E\phi = \left(\Pi_{ТЕЦ} \Delta Q_e - B_{екс} \right) - \frac{\mu K}{z_n}, \quad (2.64)$$

де $\Pi_{ТЕЦ}$ – вартість одиниці теплоти, що постачається від μ ТЕЦ; μ – коефіцієнт, що залежить від терміну служби обладнання.

Термін окупності додаткових капіталовкладень в автоматизацію ЦТП або ІТП, років

$$z = \frac{\mu K \Phi}{\left(\Pi_{ТЕЦ} \Delta Q_e + \right) z_n}, \quad (2.65)$$

де Φ – термін зміни виробничої технології, років (для систем опалення звичайно беруть $\Phi = 40 - 50$ років).

Слід зауважити, що коефіцієнт $\mu = f(\Phi, \Phi_1)$, де Φ_1 -термін служби системи автоматизації і її елементів (для засобів автоматизації звичайно беруть $\Phi_1 = 10$ років). Тоді згідно з довідковими таблицями $\mu = f(50, 10) = 1,82$.

Отримана за формулою (2.65) величина z порівнюється нормативним терміном окупності додаткових капіталовкладень z_n , величину якої беруть 12,5 років.

2.4. Економія теплоти в системах гарячого водопостачання

2.4.1. Підвищення гідравлічної стійкості систем гарячого водопостачання

Не дивлячись на те, що при експлуатації централізованих систем гарячого водопостачання (ГВП) від ЦТП доволі часто спостерігаються періодичні перебої подачі води на верхні поверхи будівель, або низька температура гарячої води (завдяки порушенню гідравлічного режиму), в цих же системах спостерігається значна перевитрата води, теплоти і електроенергії. Основною причиною перебоїв ГВП є недостатній тиск підкачувальної установки та збільшений опір водонагрівачів і перевантаження початкових (загальних) ділянок мережі, що спонукається гідравлічним розрегулюванням системи.

На рис. 2.21а наведена наявна схема системи ГВП. Завдяки низькому опору кілець, які виконані із водорозбірного 3 і циркуляційного 4 стояків, розташованих один за одним, інтенсивна циркуляція здійснюється через найближчі до ЦТП стояки, а в найбільш віддалених – вона значно нижча або відсутня зовсім, в водорозбірні крани вода надходить охолодженою. Для виправлення цього негативного явища, тобто доведення циркуляції до віддалених стояків, на практиці часто циркуляційні насоси замінюють більш потужними, при цьому циркуляційна витрата води збільшується.

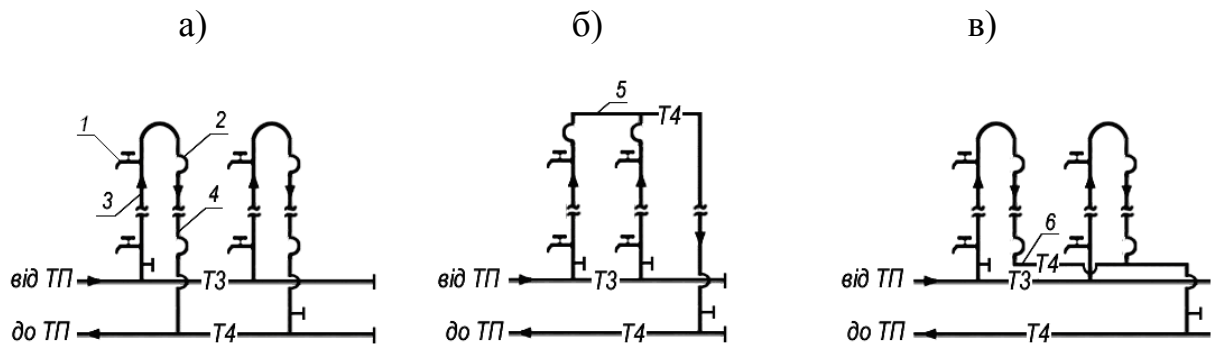


Рис. 2.21. Схеми систем гарячого водопостачання житлових будівель з нижньою розводкою:

- а). наявна схема; б). нова схема; в). реконструйована схема;
 1 – водорозбірні крани; 2 – рушникосушники; 3 – водорозбірні стояки; 4 – циркуляційні стояки; 5,6 – кільцюючі перетинки;
 Т3 – трубопровід гарячої води; Т4 – циркуляційний трубопровід.

Але окрім того, що в останньому випадку спостерігається перевитрата електроенергії, ще й погіршується робота системи – подавальний трубопровід перевантажується; перевантажується і водонагрівач 2 ступеня, що призводить до збільшення втрат тиску і перебоєм подачі води на верхні поверхи. Для виправлення гідравлічного розрегулювання централізованої системи ГВП необхідно зменшувати кількість циркуляційних кілець і підвищувати їх гідравлічний опір.

На рис. 2.21б наведена схема секційного вузла з рушникосушниками на водорозбірних стояках. Об'єднання водорозбірних стояків з рушникосушниками кільцюючою перетинкою 5 дозволяє зменшити діаметр стояків за рахунок можливості живлення водорозбірного крана з двох сторін (знизу і через перетинку з сусідніх менше завантажених стояків).

При реконструкції наявних схем з рушникосушниками на циркуляційному стояку (рис. 2.21а) для налашки теплового і гідравлічного режимів необхідно відрізати циркуляційні стояки від магістралі, об'єднавши їх по підвалу в межах однієї секції будинку кільцюючою перетинкою 6, яку в одному місці трубопроводом підвищеного опору

підключають до магістральної циркуляційної лінії Т4 (рис.2.21в). Це призводить до підвищення гідравлічної стійкості системи і до зменшення кількості циркуляційних кілець (як мінімум у 4 рази).

Суттєвим резервом економії теплоти є також можливість періодичного відключення рушникосушників від стояків гарячого водопостачання.

2.4.2. Ефективність ізоляції стояків системи гарячого водопостачання

Ще одним з резервів економії в системах ГВП є ізоляція стояків, які прокладені в шахтах санітарно-технічних кабін або відкрито у ванній кімнаті. При цьому скорочуються не тільки втрати теплоти, але й витрата електроенергії на подачу циркуляційної води, оскільки при зменшенні теплових втрат скорочується і необхідна циркуляційна витрата.

Нескладні розрахунки за відомими рівняннями показують, що для однієї типової квартири при ізоляції водорозбірних стояків діаметром 32 мм втрати теплоти скорочуються на 35% порівняно з неізольованими стояками, також на 35% скорочується витрата циркуляційної води, а це призводить до економії електроенергії на привід циркуляційних насосів.

Теплота, яка надходить від стояків гарячого водопостачання у холодний період року використовується для опалення квартир. Але влітку теплові надходження від стояків ГВП є некорисними втратами теплоти. Наприклад для житлового будинку з 500 квартир втрати теплоти складуть біля 500 ГДж. При відомій вартості 1 ГДж теплоти та вартості ізоляційних робіт для всіх квартир можна визначити економічний ефект та термін окупності додаткових капіталовкладень.

2.4.3. Нормування витрати теплоти на гаряче водопостачання

Контроль за витратами теплоти в теплових пунктах здійснюється за теплотічильниками. Але до недоліку відноситься те, що часто встановлюють один лічильник на вводі, який фіксує витрату теплоти на опалення разом з витратою на гаряче водопостачання.

В довідково-нормативній літературі наведені розрахункові рівняння для визначення витрати теплоти на ГВП у залежності від загальної кількості санітарно-технічних приладів, ймовірності їх використання і з урахуванням втрат теплоти трубопроводами, які розраховуються згідно з конкретною довжиною ділянок прокладки трубопроводів. Цей розрахунок доволі трудомісткий.

З достатньою для встановлення нормативної витрати теплоти на ГВП точністю можна витрату теплоти на водорозбір визначити за кількістю споживачів, а теплові втрати задавати коефіцієнтом $\kappa_{Т.В}$ в долях витрати теплоти на нагрів середньої годинної витрати води до температури, при якій нормується рівень водорозбіру ($t_{г.сп}=55\text{ }^{\circ}\text{C}$) в межах 0,1... 0,35.

З урахуванням цілодобового споживання гарячої води житловими будівлями середня та максимальна витрата теплоти на ГВП, $В_{т}$, визначаються за формулами

$$Q_{г.в.сп} \kappa_{г} = 1,163 \frac{am}{24} (55 - t_{х.з}) (1 + \kappa_{г.в}),$$

$$Q_{г.в.макс} \kappa_{г} \approx 1,163 \frac{am}{24} (55 - t_{х.з}) (\kappa_{г} + \kappa_{г.в})$$
(2.66)

де a – норма витрати гарячої води на одного мешканця за добу, кг/добу; m – кількість споживачів гарячої води, людей; $t_{х.з}$ – температура холодної водопровідної води в зимовий період, $^{\circ}\text{C}$; $\kappa_{г}$ – коефіцієнт годинної нерівномірності водоспоживання, залежить від кількості мешканців.

За максимальною витратою теплоти ГВП виконують тепловий розрахунок водонагрівачів, якщо відсутні баки-акумулятори. Значення середньої витрати теплоти використовують при визначенні розрахункової потужності теплового пункту.

2.4.4. Вибір оптимальної температури нагріву води у водонагрівачах

Зниження температури води, яка надходить з водонагрівача в систему ГВП, економічно виправдано. По – перше, зменшуються теплові втрати

трубопроводами і по – друге, зі зниженням температури нагріву води з неї в меншій мірі виділяється карбонат кальцію, внаслідок чого менш інтенсивно заростають трубки водонагрівачів і трубопроводи. Але мінімальною температурою у водорозбірних кранах (за СНиП) є температура 50 °С (для закритих систем теплопостачання). Таким чином, оптимальна температура нагріву води у водонагрівачі буде визначатися охолодженням її при транспортуванні, тобто тепловими втратами подавальних трубопроводів.

В системі ГВП з індивідуальними циркуляційними стояками (див. рис.2.21в) охолодження води до останнього водорозбірного крана при правильно налаштованій циркуляції не перевищує 1,5 – 3,0 °С , тому розрахункову температуру на виході із водонагрівача можна брати 53 °С. Але подібні системи внаслідок підвищеної теплоємності в новому будівництві не застосовуються.

Для системи, представленої на рис. 2.21б, де рушникосушники розташовані на водорозбірних стояках, збільшуються теплові втрати в подавальному трубопроводі і, як наслідок, вода охолоджується більше. Тому, щоб довести до останнього водорозбірного крана воду з температурою не менше 50 °С, температура води на виході з водонагрівача для таких систем повинна складати 60 °С.

З рівняння теплового балансу визначається необхідна розрахункова витрата води на циркуляцію, кг/с

$$G_{\text{ц}}^{\text{р}} = \frac{\beta Q_{\text{т.в.сп}}}{(1 + \kappa_{\text{т.в}})(60 - 50)c_{\text{в}}}, \quad (2.67)$$

де β - коефіцієнт, яким враховують нерівномірність циркуляції по стоякам, зазвичай беруть 1,3; $c_{\text{в}}$ – теплоємність води, яку можна брати 4187 Дж/(кг·К).

2.5. Удосконалення обладнання, яке використовується для теплопостачання споживачів

2.5.1. Підвищення ефективності та надійності кожухотрубчатих водонагрівачів

В незалежних системах теплопостачання багатьох споживачів опалення, а також для нагріву води на потреби ГВП, у більшості теплових пунктів встановлені кожухотрубчаті швидкісні секційні водо-водяні підігрівники з довжиною трубок секцій 2000 або 4000 мм. Вони складаються зі сталевого циліндричного корпусу з патрубками, через які надходить теплоносій; трубного пучка з латунних трубок діаметром 16 x 1 мм, які закріплені в трубних решітках, що приварені до корпусу. Окремі секції з'єднуються між собою калачами.

Для попередження прогину трубок у 4 – метрових секціях встановлюють 2 опорних кільця з перетинками на відстані 1,6 м від трубних решіток (див. рис. 2.22).

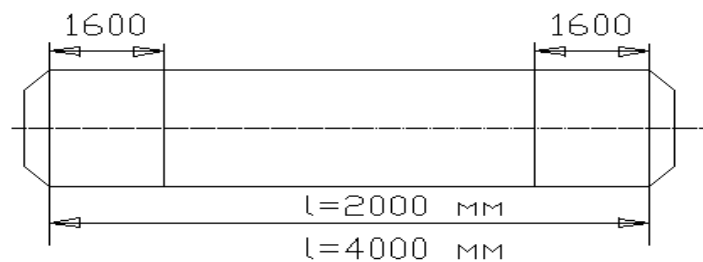


Рис. 2.22. Секція кожухотрубчатого теплообмінника

Опори зі сталеві смуги приварюють до кільця, зовнішній діаметр якого менше внутрішнього діаметра корпусу. Перетинки підтримують трубки, які розташовані через один ряд, таким чином, що кожна трубка при довжині 4 м має тільки одну проміжну точку опори (рис. 2.23).

В іншій опорній перетинці за допомогою відповідних полок будуть підтримуватися ті ряди трубок, які не підтримуються в першій.

Наявна конструкція опор є причиною зниження тепловіддачі при експлуатації або в результаті неправильного монтажу секцій. Якщо, наприклад, при блочній зборці водонагрівачів деякі секції повернути на

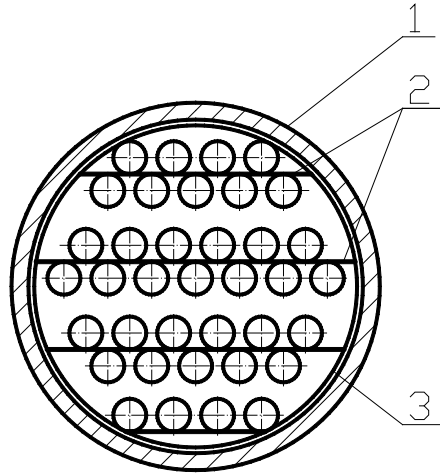


Рис. 2.23. Розміщення однієї з опорних перетинок в корпусі секції водонагрівача:

1 – корпус секції; 2 – полки опорної перетинки; 3 – опорне кільце

90° порівняно з рис. 2.23, то полки опорної перетинки займуть вертикальне положення і не будуть підтримувати трубки. Трубки при цьому провисають, злипаються, і теплоносій не надходить між ними, а омиває пучок тільки зовні, що різко знижує теплову потужність водонагрівачів.

При експлуатації таких установок відбувається недогрів вторинного теплоносія, що доволі часто призводить до перебоїв в тепlopостачанні споживачів. Але навіть у правильно зібраних водонагрівальних установках через 3-5 років, як показує досвід практичної роботи, має місце різке зниження їх тепловіддачі внаслідок руйнування опорних перетинок.

Розроблена і введена конструкція блоку опорних перетинок, яка покращує ефективність роботи водонагрівачів.

Блок опорних перетинок (рис.2.24) складається із 10 двосекторних опор, які встановлюються зі зміщенням одна відносно іншої на 60°.

Кількість опор вибрана із розрахунку забезпечення мінімального прогину трубок. Кожна периферійна трубка має як мінімум три проміжних точки опори і максимальний проліт 1100 мм. Внутрішні

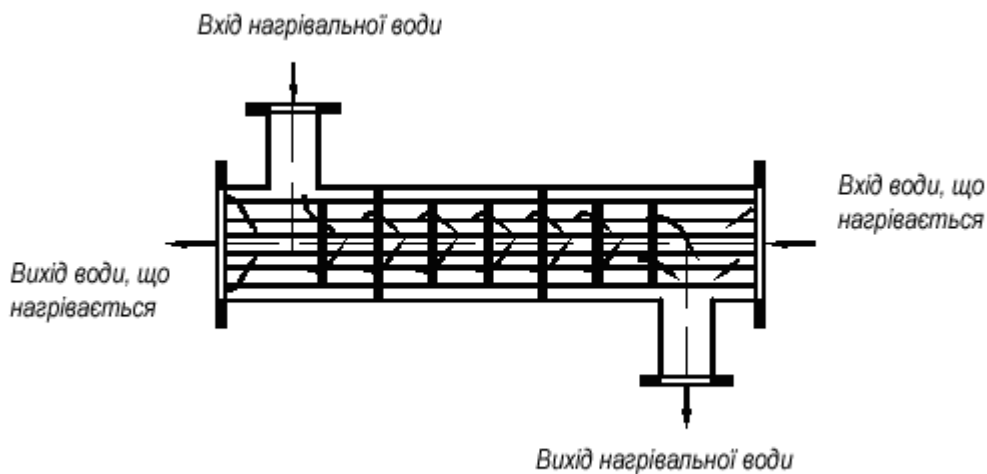


Рис. 2.24. Схема руху теплоносіїв у секції водонагрівача з блоком опорних перетинок

трубки мають більшу кількість опор.

Зміщення опорних перетинок, розміщених послідовно, призводить до турбулізації потоку теплоносія в міжтрубному просторі (рух здійснюється подібно гвинтовій лінії), тому збільшується коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія, який рухається у міжтрубному просторі, до поверхні стінок трубок, а також збільшується і коефіцієнт теплопередачі водонагрівача. Експериментально встановлено, що в чисельник виразу для дійсного коефіцієнта теплопередачі, окрім коефіцієнта використання поверхні теплообміну f необхідно ввести коефіцієнт ефективності теплообміну, який для гладких трубок підігрівача з блоком опорних перетинок беруть 1,2, а для профільованих трубок в підігрівачі з блоком опорних перетинок – 1,65.

З іншого боку, підвищення турбулізації потоку води призводить до збільшення гідравлічного опору водонагрівача у міжтрубному просторі в 2-2,5 рази порівняно з наявною конструкцією. Але слід відзначити, що збільшення густини теплового потоку призведе до зменшення необхідної теплопередавальної поверхні, при цьому необхідно буде встановити меншу

кількість секцій, що незначно вплине на загальний гідравлічний опір водонагрівальної установки в міжтрубному просторі.

Таким чином, використання водонагрівачів з блоком двосекторних опорних перетинок призводить до зменшення витрати металу (латуні, сталі), збільшення у 2-3 рази терміну експлуатації водонагрівачів, зменшенню площі приміщень для їх встановлення і зменшення витрат на монтаж.

Методика розрахунку водонагрівачів гарячого водопостачання з блоком опорних перетинок

Вище зазначалося, що найбільш поширеною схемою під'єднання водонагрівачів до теплової мережі є двоступенева змішана схема з обмеженням максимальної витрати мережевої води на ввід (див., наприклад, рис.2.12). Розрахункова схема для такого під'єднання зображена на рис. 2.25.

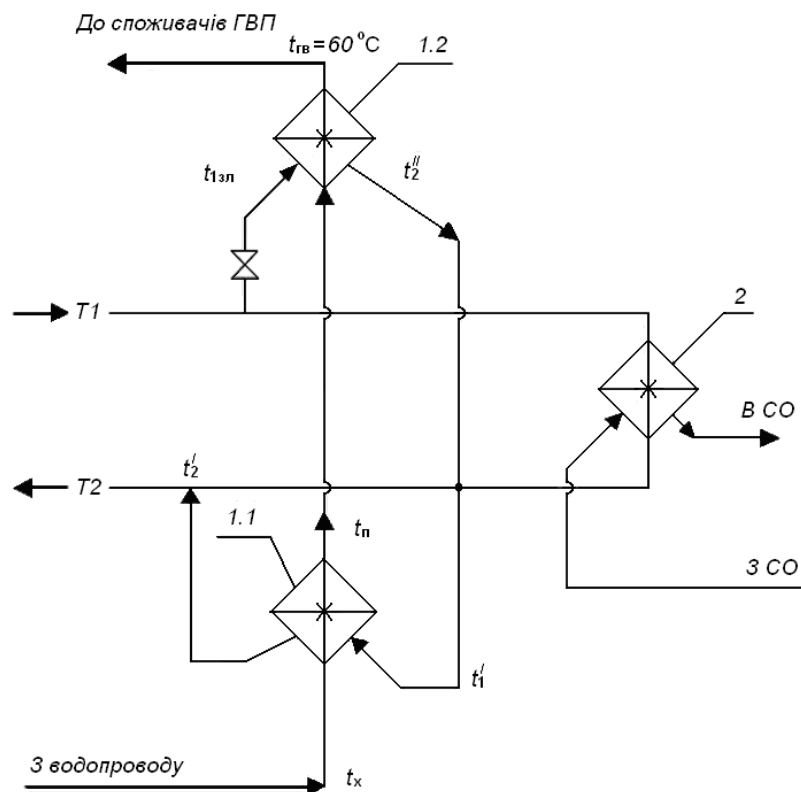


Рис.2.25. Розрахункова схема під'єднання водонагрівачів ГВП:
1.1 – водонагрівач ГВП 1 ступеня; 1.2 - водонагрівач ГВП 2 ступеня; 3 – теплообмінник опалення

Методика розрахунку водонагрівачів заснована на тому, що в години максимального водорозбірну можливе відключення подавання мережевої води на теплообмінник опалення і вся мережева вода надходить на підігрівник ГВП 2 ступеня.

Витрату нагрівальної води $G_{г.маx}$ через водонагрівачі 1 та 2 ступеня беруть:

а). для теплових пунктів без вентиляційного навантаження – максимальній витраті води при обмеженні, тобто більшому з розрахункових витрат мережевої води, кг/с, на гаряче водопостачання $G_{г.в.маx}$ або на опалення G_o^p , тобто

$$G_{г.в.маx} = \frac{0,55Q_{г.в.маx}}{c_v(t_{1зл} - t_{2зл}^{об})}, \quad (2.68)$$

$$G_o^p = \frac{Q_o^p \cdot 10^6}{c_g(t_1^p - t_2^p)}, \quad (2.69)$$

де $t_{1зл}$, $t_{2зл}^{об}$ – температури води в подавальному трубопроводі мережевої води і в поворотному трубопроводі після системи опалення в точці злому температурного графіка теплової мережі, °С (визначають за формулами, наведеними, наприклад, в навчальному посібнику «Джерела теплопостачання та споживачі теплоти»; t_1^p , t_2^p – ті самі величини в розрахунковому режимі, тобто при $t_3 = t_{p.o}$, °С (беруть в залежності від температурного графіка теплової мережі); Q_o^p – розрахункова витрата теплоти на опалення, МВт; c_v – теплоємність води [звичайно беруть 4187 Дж/(кг·К)].

Більшому з двох значень, визначених за формулами (2.68) і (2.69) присвоюється $G_{г.маx}$, при цьому максимальна витрата теплоти на ГВП $Q_{г.в.маx}$ визначається за формулою (2.66).

б). для теплових пунктів з вентиляційним навантаженням для підігрівника ГВП 2 ступеня величина $G_{г.маx} = G_{г.в.маx}$, а для підігрівника 1 ступеня $G_{г.маx} = G_{г.в.маx} + G_B^p$, де G_B^p – розрахункова витрата мережевої води на вентиляцію, кг/с; при відомій витраті теплоти на вентиляцію Q_B , Вт, визначається за формулою

$$G_B^p = \frac{Q_B}{c_B (t_1^p - t_2^p)}. \quad (2.70)$$

Обидва ступеня водонагрівальної установки розраховують на проходження максимальної погодинної витрати води на ГВП $G_{н.маx}$, кг/с, за умови її нагрівання до $t_{г.в} = 60$ °С у другому ступені установки

$$G_{н.маx} = \frac{Q_{г.в.маx}}{c_B (60 - t_{х.з})}. \quad (2.71)$$

У першому ступені ця вода з витратою $G_{г.маx}$ нагрівається до температури, яка на 5 °С нижча за температуру $t_{2\text{ зл}}^{об}$, тобто $t_{п} = t_{2\text{ зл}}^{об} - 5$, °С.

Визначають розрахункову теплотужність (теплове навантаження) водонагрівачів 1 і 2 ступеня, Вт

$$Q_{г.в}^I = G_{н.маx} c_B (t_{п} - t_{х.з.}), \quad (2.72)$$

$$Q_{г.в}^{II} = G_{н.маx} c_B (60 - t_{п}). \quad (2.73)$$

Визначають температуру нагрівальної води на виході з водонагрівача 2 ступеня (t_2^{II}) і на вході в водонагрівач 1 ступеня (t_1^I)

$$t_2^{II} \equiv t_1^I = t_1 - \frac{Q_{г.в}^{II}}{c_B G_{г.маx}}. \quad (2.74)$$

Визначають температуру нагрівальної води після водонагрівача 1 ступеня

$$t_2^I = t_1^I - \frac{Q_{г.в}^I}{c_B G_{г.маx}}. \quad (2.75)$$

Визначають середні температурні напори обох ступенів $\overline{\Delta t}_I$ і $\overline{\Delta t}_{II}$, беручи протиструминну схему руху теплоносіїв в кожному ступені (див. рис.2.26) за відомою формулою

$$\overline{\Delta t}_i = \frac{\Delta t_{\text{oi}} - \Delta t_{\text{mi}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{oi}}}{\Delta t_{\text{mi}}}} \quad (2.76)$$

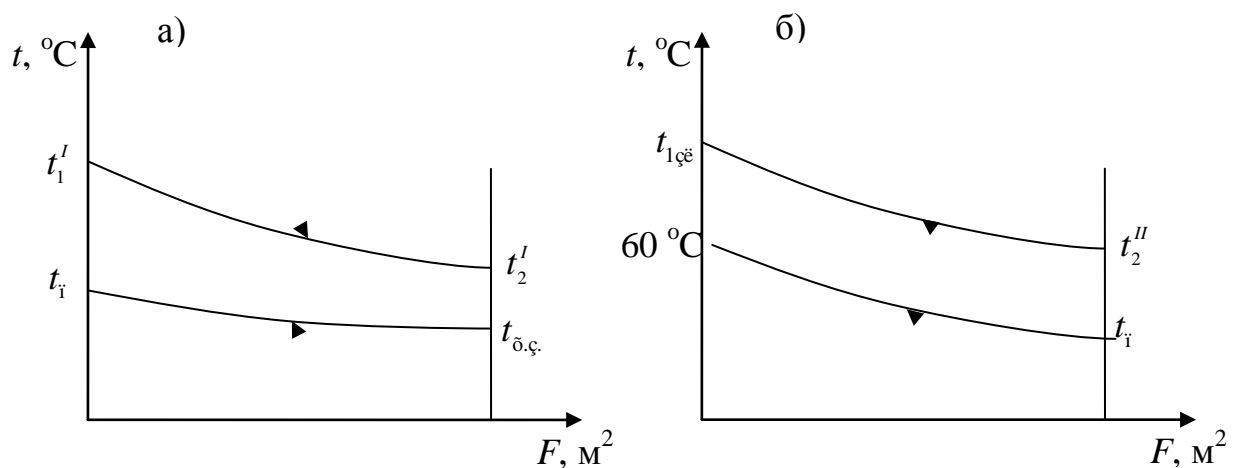


Рис. 2.26. Графік зміни температур теплоносіїв у водонагрівачах:
а). 1 ступеню; б). 2 ступеню.

Беремо, що нагрівальна вода витратою $G_{r.\text{max}}$ надходить у міжтрубний простір, а та, що нагрівається, витратою $G_{n.\text{max}}$, - у трубний.

Беремо двопотокове встановлення водонагрівачів у кожному ступені (див. рис. 2.27) і визначаємо орієнтовний живий переріз трубок для проходження води, що нагрівається, m^2 , при рекомендованій швидкості води у трубному просторі $\omega_{\text{тр}}^{\text{op}} = 1 - 2$, м/с

$$f_{\text{тр}}^{\text{op}} = \frac{G_{n.\text{max}}}{2\rho\omega_{\text{тр}}^{\text{op}}}, \quad (2.77)$$

де ρ – густина води, яку можна брати 1000 кг/м^3 .

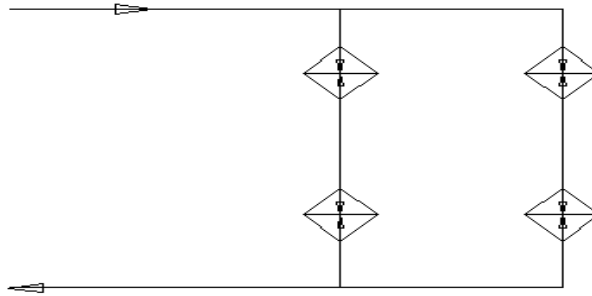


Рис. 2.27. Двопотоккове під'єднання водонагрівачів

За довідковою таблицею вибираємо секцію з $f_{\text{тр}} \approx f_{\text{тр}}^{\text{оп}}$, для якої визначаємо D_3 , мм; n , шт; $f_{\text{мтр}}$, м²; $d_{\text{екв}}$, мм; $f_{\text{с2}}$, м²; $f_{\text{с4}}$, м².

Визначають дійсні швидкості води у трубному $\omega_{\text{тр}}$, м/с, і міжтрубному $\omega_{\text{мтр}}$, м/с, просторі водонагрівачів обох ступенів

$$\omega_{\text{тр}} = \frac{G_{\text{н.мак}}}{2\rho f_{\text{тр}}}; \quad \omega_{\text{мтр}} = \frac{G_{\text{г.мак}}}{2\rho f_{\text{мтр}}}. \quad (2.78)$$

Розрахунки 1 ступеня

Визначають середні температури нагрівальної (\bar{t}_r^I , °С) води і води, що нагрівається (\bar{t}_i^I , °С)

$$\bar{t}_r^I = \frac{t_1^I + t_2^I}{2}; \quad \bar{t}_h^I = \frac{t_{\text{х.з}} + t_{\text{п.}}}{2}. \quad (2.79)$$

Визначають коефіцієнт тепловіддачі від нагрівальної води до зовнішньої поверхні стінок трубок, Вт/(м²·К)

$$\alpha_r^I = \left[1407 + 20,93\bar{t}_r^I - 0,044(\bar{t}_r^I)^2 \right] \frac{\omega_{\text{мтр}}^{0,8}}{d_{\text{екв}}^{0,2}}. \quad (2.80)$$

Визначають коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стінок трубок до води, що нагрівається, Вт/(м²·К)

$$\alpha_h^I = \left[1407 + 20,93\bar{t}_h^I - 0,044(\bar{t}_h^I)^2 \right] \frac{\omega_{\text{тр}}^{0,8}}{d_{\text{вн}}^{0,2}}, \quad (2.81)$$

де $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр трубок водонагрівача, м (згідно з конструктивними характеристиками водонагрівачів $d_{\text{вн}} = 0,014$ м).

Визначають коефіцієнт теплопередачі в водонагрівачі 1 ступеня, нехтуючи термічним опором теплопровідності стінок трубок, Вт/(м²·К)

$$K_I = \frac{1,2\varphi}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma}^I} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}^I}}. \quad (2.82)$$

Визначають необхідну поверхню нагріву одного потоку водонагрівача 1 ступеня, м²

$$F_I = \frac{Q_{\Gamma, \text{в}}^I}{2K_I \Delta t_I}. \quad (2.83)$$

Визначають необхідну кількість секцій одного потоку (з заокругленням до найближчого більшого цілого), шт

$$z_1^I = \frac{F_I}{f_{\text{сi}}}. \quad (2.84)$$

Визначають загальну кількість секцій водонагрівача 1 ступеня, шт

$$z_I = 2z_1^I. \quad (2.85)$$

За відомими співвідношеннями визначають втрати тиску у водонагрівачах з блоком опорних перетинок в трубному та між трубному просторі.

Розрахунки 2 ступеня

Визначають середні температури нагрівальної ($\overline{t_{\Gamma}^{\text{II}}}$, °С) води і води, що нагрівається ($\overline{t_{\text{н}}^{\text{II}}}$, °С)

$$\overline{t_{\Gamma}^{\text{II}}} = \frac{t_{1\text{зл}} + t_2^{\text{II}}}{2}; \quad \overline{t_{\text{н}}^{\text{II}}} = \frac{t_{\text{п}} + 60}{2}.$$

За аналогічними співвідношеннями визначають коефіцієнти тепловіддачі від нагрівальної води до зовнішньої поверхні стінок трубок [$\alpha_{\Gamma}^{\text{II}}$, Вт/(м²·К)], від внутрішньої поверхні стінок трубок до води, що нагрівається [$\alpha_{\text{н}}^{\text{II}}$,

Вт/(м²·К)], коефіцієнт теплопередачі K_H , необхідну поверхню нагріву одного потоку F_H , а далі кількість секцій одного потоку z_1'' і загальну кількість секцій водонагрівача 2 ступеня z_H , шт, після чого – втрати тиску в трубному та між трубному просторі.

Для визначення економічної ефективності заміни водонагрівачів на більш вдосконалену конструкцію необхідно спочатку виконати розрахунок водонагрівальної установки з секційними водонагрівачами наявної конструкції, тобто визначити загальну кількість секцій в водонагрівальній установці першого (z_I') та другого (z_H') ступеня, а також сумарні втрати тиску у водонагрівальній установці у трубному та між трубному просторі..

Після цього визначають зведені витрати в кожену з установок, грн:

- наявної конструкції

$$\mathbf{B}_{зв.1} = \mathbf{K}_1 + \mathbf{B}_{екс.1} \mathbf{Y}_1, \quad (2.86)$$

- вдосконаленої конструкції

$$\mathbf{B}_{зв.2} = \mathbf{K}_2 + \mathbf{B}_{екс.2} \mathbf{Y}_2, \quad (2.87)$$

де K_i – капіталовкладення в установку, грн; $B_{екс.i}$ – експлуатаційні витрати (на електроенергію) на переміщення води, що нагрівається, за допомогою підкачувальних насосів, грн/рік; Y_i – коефіцієнт приведення однакових за величиною експлуатаційних витрат до рівня базисного року, рік; він залежить від терміну служби обладнання.

$$K_{1c} = (z_I' + z_H') \mathbf{C}'_c, \quad (2.88)$$

$$K_2 = (z_I + z_H) \mathbf{C}_c, \quad (2.89)$$

де \mathbf{C}'_c і \mathbf{C}_c – вартість однієї секції наявної та вдосконаленої конструкції відповідно, грн.

$$B_{екс.i} = \frac{G_{сф} \Delta P_i}{\rho \eta_H} 350 \cdot 24 \mathbf{C}_e, \quad (2.90)$$

де ρ – густина води, кг/м^3 ; η_i – ККД насоса; C_e – вартість електроенергії, $\text{грн}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.

Ефективність заміни водонагрівачів вдосконаленої конструкції, грн

$$E_f = V_{зв.1} - V_{зв.2}. \quad (2.91)$$

2.6. Системи опалення і ГВП ”Вертикаль”

Таку назву отримали системи опалення і гарячого водопостачання багатоповерхових будівель, в яких є контури природної циркуляції.

Опалювальна система отримала назву “Вертикаль” тому, що вона по вертикалі поділена на дві зони – верхню и нижню. Природна циркуляція води здійснюється тільки у верхній зоні, в той же час нижня зона експлуатується під тиском теплової мережі.

В системі ГВП природна циркуляція води здійснюється тільки при відсутності водорозбіру.

Відомо, що при природному руху води відсутні перекачувальні пристрої, але стосовно систем опалення, то в них збільшується діаметр трубопроводів і для всієї багатоповерхової будівлі вона ставала б громіздкою, то реалізація цього принципу виконана тільки для частини будівлі по висоті.

2.6.1. Опалювальна система “Вертикаль”

Схема системи наведено на рис 2.28.

В підвалі багатоповерхової будівлі у доступному місці недалеко від головного стояка встановлений з невеликим нахилом теплообмінник 9 типу «труба в трубі» (наприклад, сталеві труби $\varnothing 25$ мм у сталевій трубі $\varnothing 40$ мм).

В міжтрубний простір цього теплообмінника надходить мережева вода з подавального трубопроводу. В теплообміннику вода охолоджується до необхідної температури і надходить в нагрівальні прилади нижньої зони (наприклад, поверхи 1...11). Після охолодження в нагрівальних приладах нижньої зони мережева вода повертається до джерела теплопостачання.

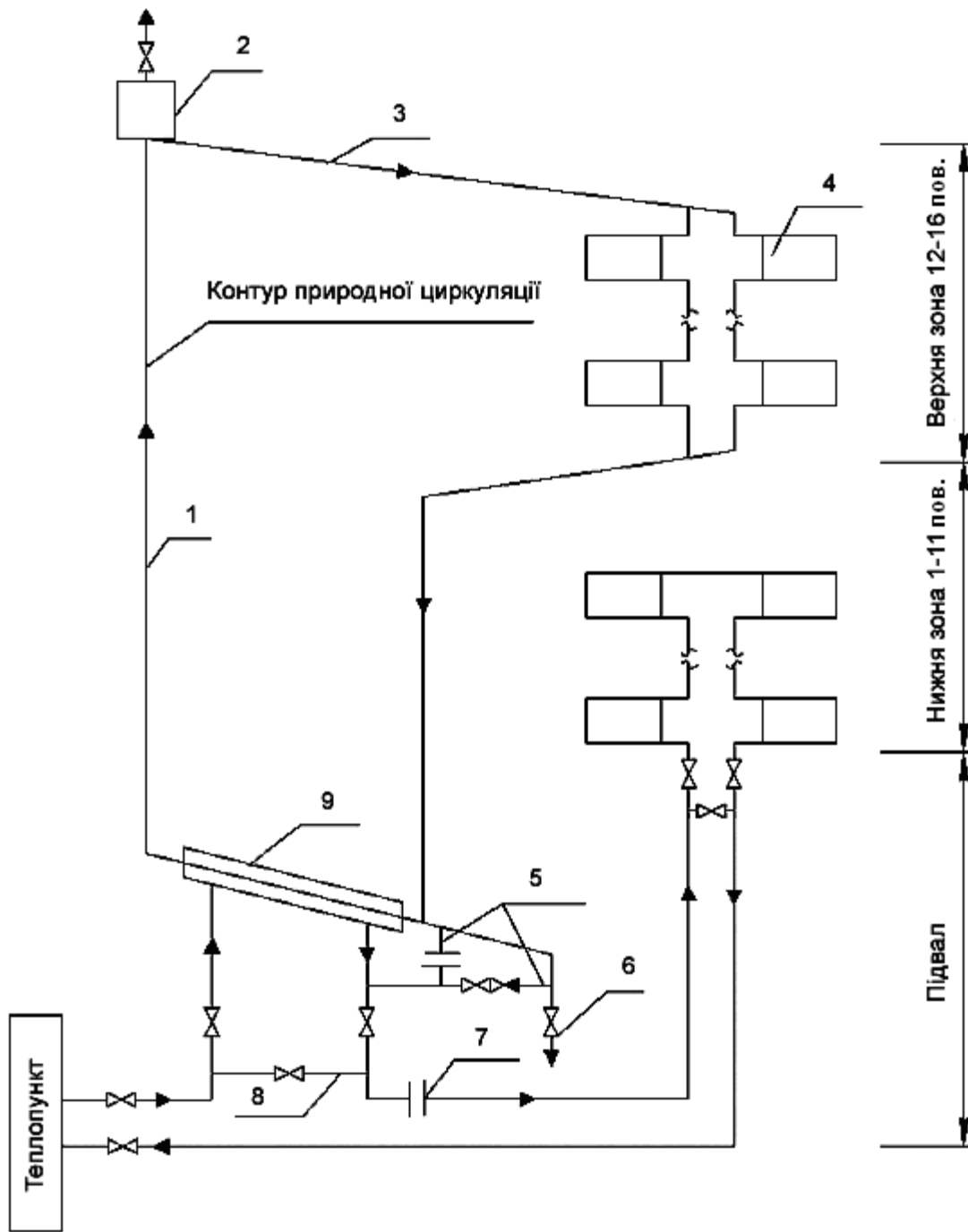


Рис 2.28. Система опалення “Вертикаль”

1 – головний стояк; 2 – повітрязбірник; 3 – подавальний магістральний трубопровід; 4 – нагрівальні прилади; 5 - вузол підживлення; 6 – дренажний вентиль; 7 - підпірна шайба; 8 – ремонтна перемичка; 9 – теплообмінник.

Теплота мережної води передається у теплообміннику місцевій воді, яка рухається усередині труби теплообмінника, нагрівається до необхідної температури і за рахунок природної циркуляції надходить у головний стояк 1, подавальний трубопровід 3 та нагрівальні прилади 4 верхньої зони, після яких знову надходить у теплообмінник 9 і цикл повторюється. Збільшення відстані по вертикалі від самого низького нагрівального приладу верхньої зони до теплообмінника покращує природну циркуляцію. Це дає підставу вважати, що діаметри труб стояків верхньої зони будуть невеликі, відносно невеликим буде і теплообмінник 9.

До самої нижньої точки природного циркуляційного контуру під'єднаний трубопровід для підживлення верхньої частини системи і її спорожнення (вузол 5). Контур підживлюється водою з теплової мережі. Погашення надлишкового тиску в тепловій мережі здійснюється підпірною шайбою 7.

Вузол підживлення має наповнювальний контур з вентилям і зворотнім клапаном та обхідну лінію з дросельною шайбою. Через наповнювальний контур відбувається заповнення верхньої підсистеми водою через відкритий вентиль перед зворотнім клапаном, решту часу цей вентиль повинен бути закритий. Обхідна лінія необхідна для того, щоби надлишкова вода верхньої підсистеми при її температурному розширенні змогла надійти у теплову мережу, попереджуючи тим самим розрив трубопроводу. Крім цього, при невеликих витіканнях води з верхньої зони, через дросельну шайбу буде здійснюватися підживлення цієї зони. Діаметр отвору дросельної шайби в вузлі підживлення береться без розрахунку 2 мм. В системі опалення також є повітрязбірник і ремонтна перетинка.

Необхідність встановлення теплообмінника нахилено обумовлена тим, щоби в момент запуску системи можна було пересвідчитися у наявності циркуляційного контуру, тобто напрямку руху води до головного стояка і нагрівального приладу.

На рис 2.28 наведені найбільш необхідні елементи системи, без яких вона

не може працювати. У деяких випадках в систему можуть бути включені додаткові вузли.

2.6.2. Теплопункт і система ГВП "Вертикаль"

Обладнання, яке відноситься до теплопункту і системи ГВП "Вертикаль" наведене на рис 2.29.

З зовнішньої теплової мережі до будинку підводяться три труби: трубопроводи Т11 і Т12 подають мережеву воду на пофасадні опалювальні системи (див. рис 2.28). По трубопроводу Т13 мережева вода надходить на другий ступінь водонагрівача ГВП 5. Для регулювання температури води, яка надходить в трубопровід гарячого водопостачання Т3, встановлений регулювальний клапан 4.

Водонагрівачі ГВП під'єднані за двохступеневою змішаною схемою, тобто холодна водопровідна вода (трубопровід В1) спочатку підігрівається в нагрівачі першого ступеня 6 , а потім – в водонагрівачі другого ступеня 5, при цьому водонагрівач 6 обігрівається змішаною водою поворотної води пофасадних систем опалення (Т21 і Т22) і поворотною водою підігрівача другого ступеня 5.

Витрати мережевої і холодної води (нагрівається для ГВП) вимірюються водомірами 8 і 9 відповідно. Для обробки води, яка надходить в водонагрівачі, встановлюється апарат водопідготовки 7 (для ІТП це, як правило, електромагнітний апарат).

Система ГВП звичайно має головні стояки 11, водорозбірні стояки 13, рушникосушники 14 і водорозбірні крани 15 у споживачів.

Новим елементом в зазначеній системі ГВП є водонагрівачі 10 циркуляційної води, які виконані з однієї секції найменшого із секційних водонагрівачів, які серійно випускаються.

Водонагрівачі встановлюються з деяким нахилом недалеко від головного стояка у кожній секції будівлі. У цьому випадку немає необхідності

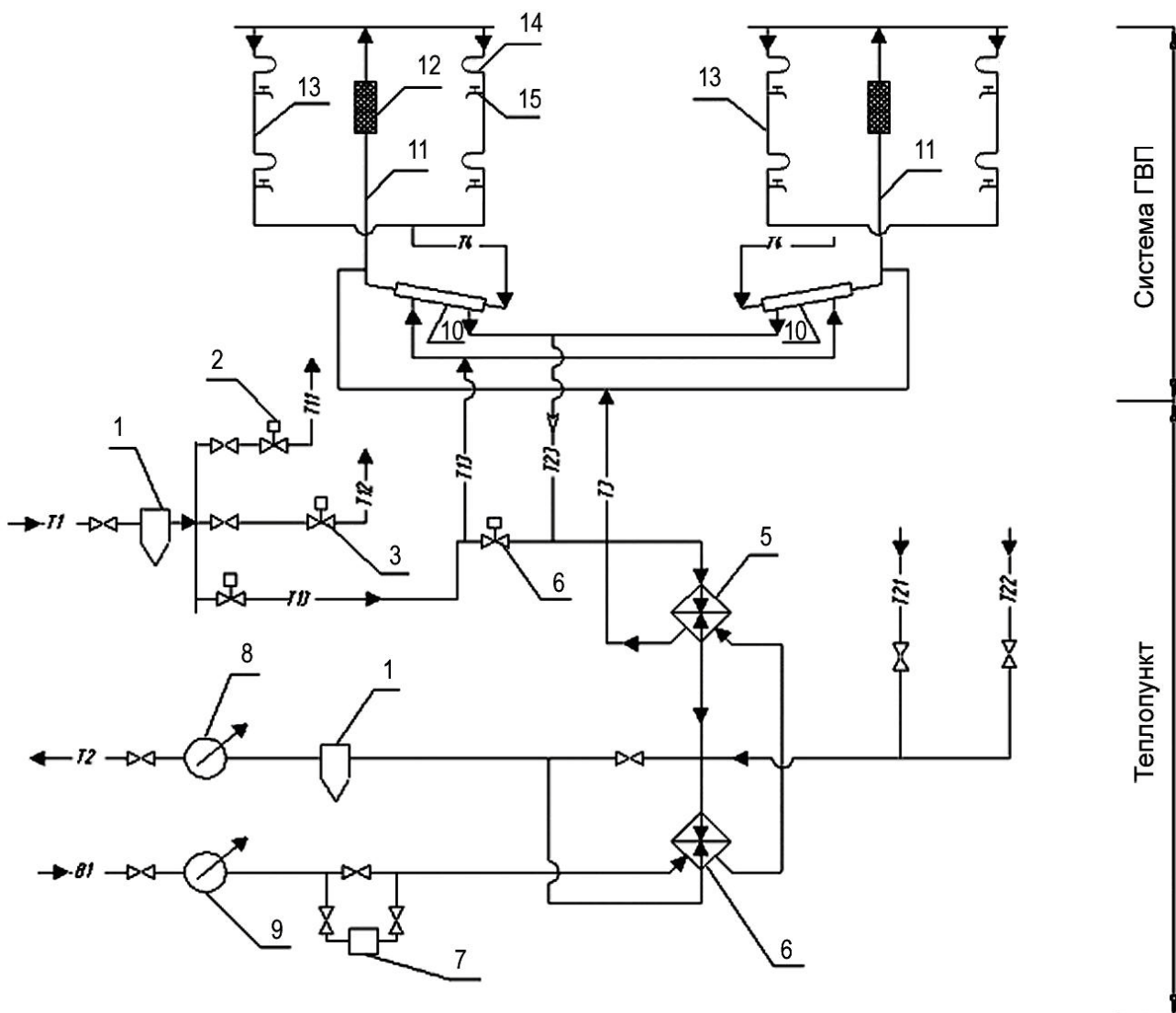
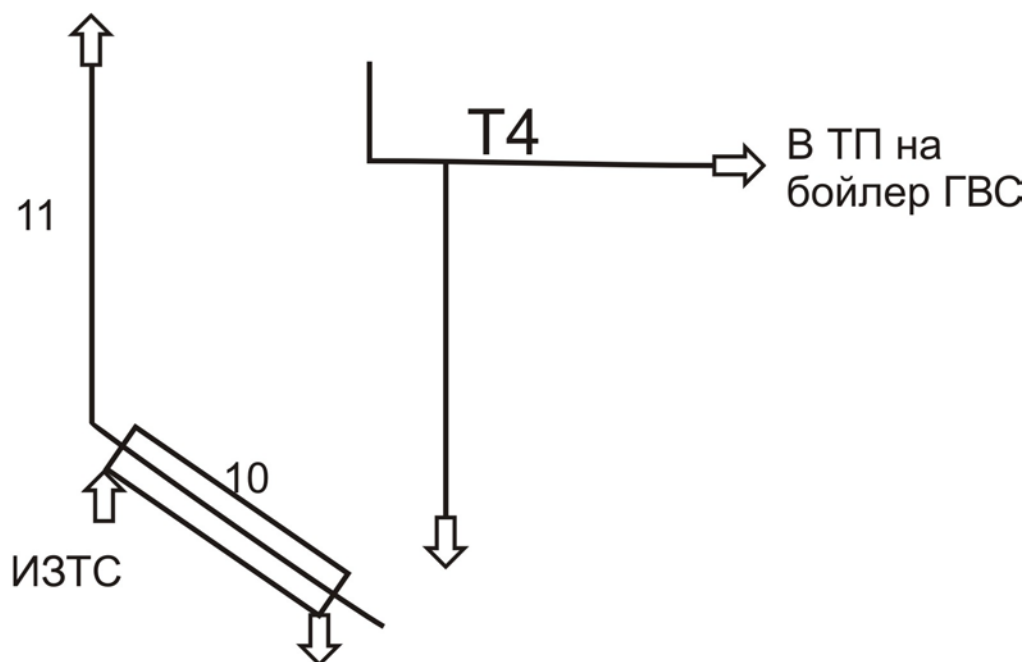


Рис 2.29. Теплопункт і система ГВП "Вертикаль":

1 – грязьовик; 2,3 – регулюючі клапани пофасадної системи опалення; 4 – регулюючий клапан системи ГВП; 5 – водонагрівач системи ГВП другого ступеня; 6 – водонагрівач ГВП першого ступеня; 7 – апарат магнітної обробки води; 8 – лічильник мережевої води; 9 – лічильник витрати води на ГВП; 10 – підігрівник циркуляційної води; 11 – головні стояки; 12 – теплоізоляція; 13 – водорозбірні стояки; 14 – рушникосушник; 15 – водорозбірний кран.

прокладати циркуляційний трубопровід до теплового пункту (див. рис. 2.30), а він під'єднується до теплообмінників 10.



Фрагмент в существующей схеме

Рис. 2.30

В нічний час, коли відсутній водорозбір на ГВП, регулюючий клапан системи ГВП 4 закритий і по трубопроводах Т13 і Т23 (наприклад, труби діаметром 15мм) буде циркулювати незначна витрата мережевої води, за допомогою якої обігріваються водонагрівачі 10.

При цьому в трубках водонагрівача під дією природного тиску почне рухатися вода, яка після нагріву надходить у головні стояки 11 і водорозбірні стояки 13, нагріває рушникосушники і по циркуляційному трубопроводу знову повертається до водонагрівачів 10.

Така схема дозволить завжди підтримувати в водорозбірних кранах гарячу воду і немає необхідності встановлювати в теплому пункті насоси для перекачки циркуляційної води.

У денний час, коли іде звичайний водорозбір, циркуляція не є обов'язковою, оскільки стояки достатньо прогріваються. В години збільшеного водорозбіру циркуляційний трубопровід Т4, також як і головний стояк, слугує для подавання води до водорозбірних стояків 13, які в даному випадку отримують гарячу воду і зверху і знизу, що покращує їх роботу.

Із рис 2.29 видно, що головні стояки 11 покриті тепловою ізоляцією. А взагалі як зазначалося вище, стояки необхідно ізолювати за будь-якої системи ГВП, як цього вимагають відповідні норми, що не завжди виконується у реальних умовах. Неізольований головний стояк в системі “Вертикаль” може стати і причиною недостатньої циркуляції, тому їх і необхідно ізолювати. Це так само відноситься і до системи опалення.

Розділ 3. ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ГРОМАДСЬКИХ БУДІВЛЯХ

3.1 Автоматизація систем опалення і калориферних установок громадських будівель

Автоматичне регулювання витрати води на опалення громадських будівель практично не відрізняється від розглянутих схем для житлових будівель. Це регулювання здійснюється у залежності від температур зовнішнього повітря та усередині приміщень.

Але особливістю більшості громадських будівель, на відміну від житлових, є періодичне знаходження в них людей, тому в цих будівлях необхідно передбачувати автоматичне зниження тепловіддачі систем опалення і виключення ГВП в нічні години буденних днів і в вихідні дні, що дозволить скоротити споживання теплоти. З огляду на велику теплову інерцію опалювальних приміщень тільки суттєве зниження тепловіддачі систем опалення забезпечить значне зменшення температури внутрішнього повітря в ці періоди і, відповідно, економію витрати теплоти.

При автоматизації систем опалення необхідно контролювати температуру внутрішнього повітря в період зниження температури, а також і в робочі години. Тому у всіх системах необхідно передбачити регулювання тепловіддачі систем опалення шляхом підтримання графіка температури води в системі опалення (або різниці температур) з корекцією за температурою внутрішнього повітря.

При виборі способу зниження тепловіддачі необхідно враховувати можливість замерзання води в окремих ділянках системи опалення. У тих системах, де підтримується постійна циркуляція, замерзання води виключається. У системах з кількісно-якісним регулюванням (наприклад, при застосуванні елеваторів з регулюючим соплом) необхідно або виключити небезпечні ділянки систем опалення, підключивши, наприклад,

опалювальні прилади вестибюля і сходиної клітки самостійно, або ж забезпечити при небезпечних температурах зовнішнього повітря суворо визначений рівень тепловіддачі систем в нічний час.

Враховуючи те, що при періодичному режимі роботи систем опалення температура внутрішніх поверхонь огорожень приміщень буває меншою за температуру внутрішнього повітря, то розрахункове значення t_B^p необхідно брати на комфортному рівні 20-22 °С, а допустиме значення t_B^{\min} - в діапазоні 5-12 °С. Продовжуваність роботи системи опалення в робочій термін визначається виходячи з продовжуваності знаходження людей у будівлі з додаванням часу попереднього перевodu системи з режиму при зменшеній тепловіддачі до робочого, що складає біля 1,5 год, а також враховуючи зміщення закінчення робочого режиму у зв'язку з можливістю затримки частини людей у приміщенні після робочого дня (біля 1,5 год).

Автоматизація періодичного режиму роботи систем повітряного опалення громадських будівель зводиться до управління тепловіддачею калориферних установок. Такі системи, як правило, мають два режими роботи: режим максимальної продуктивності в період підвищення температури після відключення системи і перед прибуттям людей на робочі місця, і режим мінімальної продуктивності помірною опалення або припливної вентиляції в період знаходження людей в опалюваних приміщеннях. Якісна і стійка робота системи в обох режимах висуває певні вимоги до розширення меж регулювання калориферних установок, що досягається правильним вибором схем обв'язки секцій калориферів і управління їхньою роботою.

Калориферні установки систем припливної вентиляції, повітряного опалення і кондиціонування повітря можуть по глибині складатися з одного теплообмінника і більше. Схеми руху води і повітря можуть бути

перехрестні, протиплинно-перехрестні, прямоплинно – перехрестні і змішані. Тепловіддача калориферів регулюється зміною витрати теплоносія (кількісне регулювання), підмішування теплоносія з поворотної магістралі в подавальну (якісне регулювання) або шляхом обходу калориферів за повітрям. Останній спосіб застосовується доволі рідко, оскільки, не скорочуючи витрати теплоносія, він призводить до підвищення температури поворотної води.

При нагріванні повітря з від’ємними початковими температурами є небезпека замерзання теплоносія в трубках теплообмінників, особливо при кількісному регулюванні. Тому калориферні установки обладнуються автоматизованою системою захисту від замерзання води, для чого встановлюються датчики температури в найбільш “небезпечних” точках калориферної установки : в трубопроводі теплоносія на виході з калориферної установки або в потоці повітря в найбільш “холодній” точці (після першого калорифера). Датчики налаштовують на мінімальну температуру (для теплоносія води це 20-30 °С) і при зниженні цієї температури нижче вказаного рівня надходить команда клапану на повне відкриття. Оскільки при цьому відбувається суттєвий перегрів припливного повітря, більш раціональним є спосіб захисту, коли за сигналом датчика клапан повністю не відкривається, а регулятор переходить на підтримання мінімального рівня “небезпечної” температури.

В повітряприготувальних центрах можливе також зволоження повітря у холодний період року. Найбільш поширеним є зволоження повітря у форсуноквих камерах, для чого зовнішнє повітря попередньо нагрівається у повітрянагрівачах першого підігріву, а після зволоження і охолодження догрівається у повітрянагрівачах другого підігріву.

Найбільш поширеним способом регулювання вологості повітря, що обробляється, є підтримання після форсуноквої камери постійної

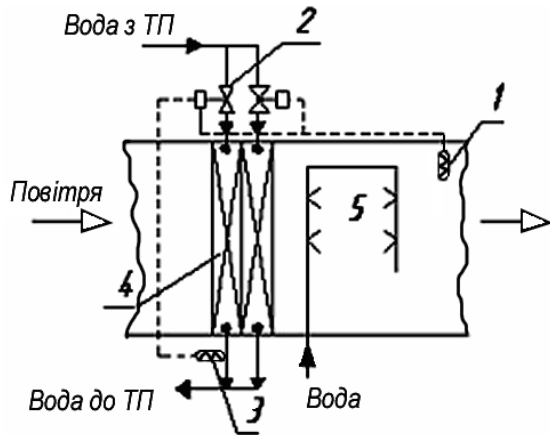
температури повітря, що дорівнює температурі мокрого термометра. Цей спосіб отримав назву регулювання температури за температурою «точки роси» припливного повітря. При такому регулюванні необхідні більші межі зміни тепловіддачі повітрянагрівачів, ніж при використанні їх в системах припливної вентиляції без зволоження.

Для збільшення меж зміни тепловіддачі повітрянагрівачі 1 підігріву поділяють по глибині на дві секції. Найбільш поширена схема, згідно з якою обидві секції з'єднуються по теплоносію паралельно з самостійними регулюючими клапанами на трубопроводах (рис 3.1а). Регулювання температури «точки роси» здійснюється послідовною роботою двох клапанів таким чином, що друга за напрямком руху повітря секція нагріву вступає в роботу після того, як клапан на першій відкритий повністю. Система захисту від замерзання встановлюється тільки на першій секції повітрянагрівачів.

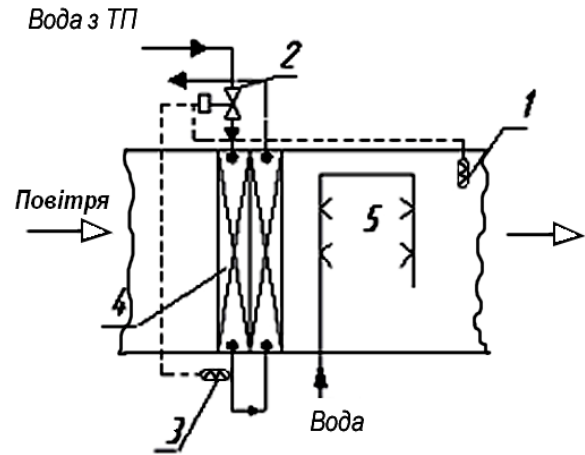
Перевагою цієї схеми є розширення меж регулювання, оскільки при необхідності виключається частина поверхні нагріву. Але до недоліків схеми відносяться : велика нерівномірність нагріву повітря по висоті установки, що погіршує умови зволоження і утруднює вибір місця для встановлення датчика температури «точки роси»; небезпечність замерзання води в трубках водонагрівача другої за напрямком руху повітря секції внаслідок температурного розшарування повітря, а також при авторегулюванні, коли відбувається зниження тепловіддачі повітрянагрівальної установки до мінімуму.

Більш раціональним рішенням є застосування прямоплинно - перехресної схеми руху теплоносія і повітря у повітрянагрівачах 1 підігріву з встановленням датчика захисту від замерзання в трубопроводі, якій з'єднує обидві секції (рис 3.1б). Вода надходить спочатку у першу за напрямком руху повітря секцію, а потім - у другу. Розміщення датчика на

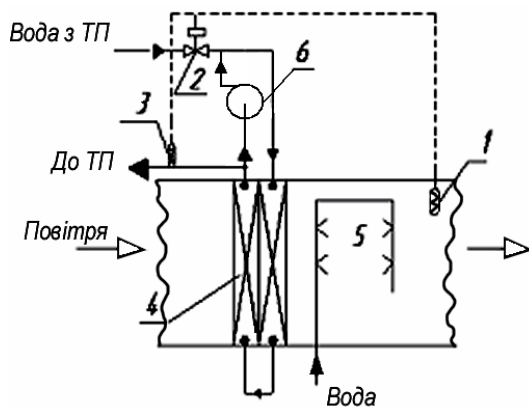
а).



б).



в).



г).

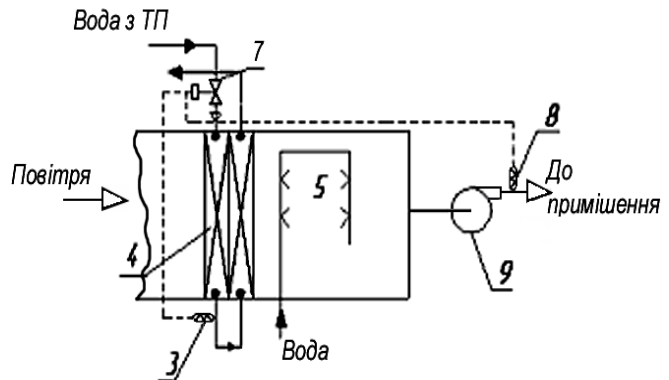


Рис. 3.1. Схемні рішення автоматизації повітряприготувальних центрів:

1 – датчик температури припливного повітря; 2 – регулятори «точки роси»; 3 – датчики захисту повітрянагрівачів від обмерзання; 4 – повітрянагрівачі першого підігріву; 5 – форсункові камери зрошення; 6 – підмішуючий насос; 7 – регулятор температури припливного повітря; 8 – датчик температури припливного повітря; 9 – припливний вентилятор.

виході теплоносія з першої секції дозволяє охолодити воду до більш низьких параметрів. При цьому зникає небезпека замерзання трубок у другій секції, оскільки трубки з найбільш охолодженим теплоносієм обмиваються вже нагрітим повітрям. Для регулювання «точки роси» достатньо одного регулюючого клапана.

Перехід до якісного регулювання теплопродуктивності повітрянагрівачів за допомогою підмішуючих насосів 6 сприяє підвищенню експлуатаційних якостей повітроприготувальних центрів (рис.3.1в). В цих установках температура «точки роси» припливного повітря підтримується зміною температури теплоносія на вході в повітрянагрівачі. Таке рішення доцільне для крупних установок.

Зменшення необхідного ступеня пониження тепловіддачі повітрянагрівача 1 підігріву в перехідній період можливо забезпечити шляхом підтримання після форсункової камери не температури «точки роси», а кінцевої температури і вологості повітря, з якою він повинен надходити в приміщення (рис 3.1г). У цьому випадку відпадає необхідність у повітрянагрівачі 2 підігріву.

Повітря після форсункової камери не повинно досягати повного насичення, що дозволяє зменшити форсункову камеру, а ступінь зволоження встановлюється масовою витратою води, що розпилюється. Додатковою перевагою такого рішення є підтримання перемінної вологості в обслуговуваних приміщеннях на максимально комфортному рівні (40-50 %) в теплий період і на мінімальному (30-33 %) – у морозний. Це виключає конденсацію вологи на склі вікон і вітрин з утворенням льоду, що відбувається при підтриманні постійної вологості 40-50 % впродовж усього опалювального сезону при традиційній схемі регулювання.

Теплові пункти крупних повітроприготувальних центрів громадських будівель (поліклініки, кінотеатри, універсами і т.п.) повинні під'єднуватися

до теплових мереж безпосередньо для виключення негативного впливу перемінного режиму роботи повітрянагрівачів на опалення житлових будівель при теплопостачанні від одного ЦТП. Калориферні установки систем загальнообмінної припливної вентиляції невеликої продуктивності (вбудовані або прибудовані до житлових будівель невеликі магазини, кафе, офіси і т.ін.) під'єднуються до теплових мереж, як правило, від ЦТП.

Якщо в ЦТП здійснюється автоматичне регулювання витрати теплоти в квартальній мережі опалення за графіком з урахуванням побутових тепловиділень у житлових будівлях, то температуру припливного повітря, що нагрівається у калориферних установках, можна не регулювати.

При цьому необхідно забезпечити при відключенні вентилятора автоматичне закриття клапана на надходження повітря в періоди, коли система вентиляції не повинна працювати, або при припиненні циркуляції теплоносія.

Наладка неавтоматизованих калориферних установок, які під'єднані до квартальних теплових мереж, полягає у дроселюванні витрати води, яка надходить на цю установку, на рівні, що забезпечує задану температуру припливного повітря (t_n^p) і виключає небезпечність замерзання води в трубках (див. рис. 3.2).

Спочатку калориферна установка дроселюється виходячи з розрахункової витрати води, яка визначається розрахунковим тепловим навантаженням системи вентиляції Q_b^p беручи, що температура мережевої води на виході і вході відповідає графіку при $t_3 = t_{p.o}$

$$G = \frac{Q_b^p}{c_b(t_1^p - t_2^p)}. \quad (3.1)$$

Для цих умов визначається температурний критерій калориферної установки за температурою води на виході за співвідношенням

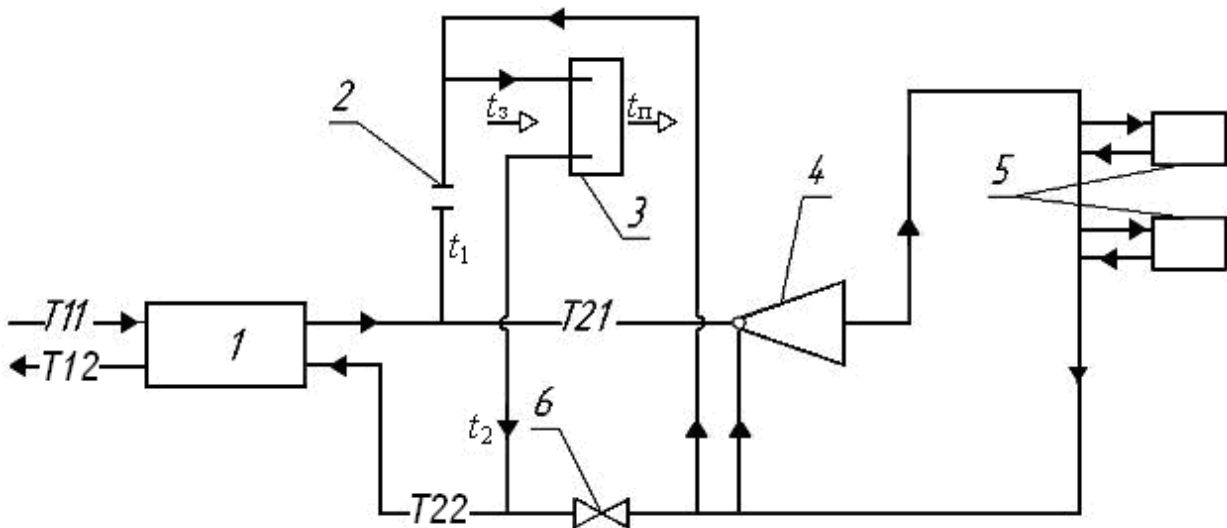


Рис 3.2. Схема неавтоматизованої калориферної установки:

1- ЦТП; 2 – дросельна шайба; 3 – калорифер; 4 – елеватор; 5 – нагрівальні прилади; 6 – засувка ; T11 і T21 – подавальний і поворотний трубопроводи міської мережі; T12 і T22 - подавальний і поворотний трубопроводи квартальної теплової мережі з температурами t_1 і t_2 відповідно; t_3 і t_n - температури зовнішнього і припливного повітря.

$$\theta_1^p = \frac{t_n^p - t_{p.o}}{t_{p.o}^p - t}, \quad (3.2)$$

де t_n^p - розрахункова температура припливного повітря.

Надалі (після встановлення дросельної діаграми) при поточній температурі зовнішнього повітря t_3 вимірюють фактичну температуру води на вході в калориферну установку t_1^ϕ і на виході з неї t_2^ϕ , а також фактичну температуру припливного повітря t_n^ϕ , і визначають фактичний температурний критерій установки за температурою води на вході

$$\theta_1^\phi = \frac{t_n^\phi - t_3}{t_{13}^\phi - t}. \quad (3.3)$$

При відмінності фактичного температурного критерія від розрахункового засувкою 6 змінюють витрату води через калориферну установку до їх відповідності(при більшому значенні θ_1^ϕ від θ_1^p необхідно

зменшити витрату води). При досягненні рівності $\theta_1^\phi = \theta_1^p$ вимірюють нові значення температур води t'_1 і t'_2 , а також температуру припливного повітря t'_n . Ці виміри проводять при тій же температурі зовнішнього повітря і температурі води в подавальному трубопроводі.

Надалі визначають фактичну G_ϕ до виконання наладки і необхідну G_n витрату води через калориферну установку відповідно

$$G_\phi = \frac{Q_B^p}{(t_{1\phi}^\phi - t_{2\phi}^\phi) t_{p.o}^p} \frac{t_n^\phi - t_3}{}, \quad (3.4)$$

$$G_n = \frac{Q_B^p}{(t'_{1\phi} - t'_{2\phi}) t_{p.o}^p} \frac{t'_n - t_3}{}, \quad (3.5)$$

а потім відношення цих витрат

$$y = \frac{G_\phi}{G_n} = \frac{(t'_{1\phi} - t'_{2\phi})(t_n^\phi - t)}{(t_{1\phi}^\phi - t_{2\phi}^\phi)(t'_n - t)}. \quad (3.6)$$

Після цього розраховують новий діаметр дросельної діафрагми

$$d_n \neq d_{ct} \sqrt{\quad}, \quad (3.7)$$

де d_{ct} - наявний діаметр дросельної діафрагми, визначений за витратою G_B^p , мм.

Перевірку небезпечності замерзання води в трубках калориферів виконують шляхом визначення температурного критерія за температурою води на виході з калориферної установки

$$\theta_2 = \frac{t'_n - t_3}{t'_{23} - t}. \quad (3.8)$$

Оскільки величина температурного критерія повинна залишатися незмінною за будь-якої температури, то беручи $t_n = t_n^p$, а $t_3 = 0$ °С, визначають температуру поворотної води з калориферної установки при $t_3 = 0$ °С

$$t_2 (\text{при } t_3 = 0 \text{ }^\circ\text{C}) = t_n^p / \theta_2.$$

Якщо при цьому температура поворотної води t_2 буде вищою за 25-30 $^\circ\text{C}$, то небезпека замерзання води в трубках виключається.

Якщо ж $t_2 < 25 \text{ }^\circ\text{C}$, то це означає, що фактична поверхня нагріву калорифера підвищена для даної витрати повітря, яке проходить через калорифер. Для виключення замерзання води необхідно підмішати до мережевої води частину поворотної води з системи опалення. Ступінь підмішування встановлюється засувкою (рис 3.2). При цьому збільшується загальна витрата води через калорифер, а відповідно, і швидкість, що зменшує небезпеку замерзання (при швидкості води більше як 0,2 м/с можливе і більше зниження температури поворотної води з калориферів).

Підмішування поворотної води з системи опалення до подавальної на калорифери дозволяє додатково скоротити витрату мережевої води. При запасі в площі поверхні нагріву калориферів більше як 15% і достатньому наявному тиску в тепловій мережі перед ними можливе скорочення витрати мережевої води в 2 рази, а при збільшенні загальної витрати води через калорифер - у 3 рази.

При запасі у площі поверхні нагріву більше як 25% і збереженні потрібного підвищення витрати теплоносія, що проходить через калорифери, витрату мережевої води можливо скоротити у 3 рази порівняно з необхідною, виходячи з забезпечення заданої теплової потужності калориферної установки без підмішування. Це можна ілюструвати розглядом рівнянь теплопередачі і теплового балансу, змінюючи температури t_1 і t_2 , а також витрати мережевої води і поворотної води з системи опалення.

При точному виборі площі поверхні нагріву калориферів підмішування поворотної води з системи опалення не впливає на тепловіддачу

калориферів і тому не є доцільним.

Оптимальним рішенням автоматичного регулювання подавання теплоти у квартальні мережі опалення при наявності вентиляції є регулювання температури води в подавальному трубопроводі за оптимальним графіком у залежності від температури зовнішнього повітря.

3.2. Зниження витрати енергії при спільній дії систем водяного опалення і припливної вентиляції

Для громадських будівель характерний періодичний режим роботи, який пов'язаний, як вказувалося вище, з тимчасовим знаходженням у них людей. Добова періодичність режиму роботи приміщень призводить до нестаціонарності теплових процесів, які в них протікають.

Скорочення енергоспоживання системами опалення, вентиляції і кондиціонування повітря особливо важливе у холодний період року за рахунок застосування наступних заходів:

- зниження температури внутрішнього повітря в неробочій час в приміщеннях, які обладнані системами водяного опалення, за рахунок зменшення тепловіддачі цих систем;
- використання переривчастого опалення, яке суміщене з припливною вентиляцією;
- використання перемінної витрати повітря в прямоплинних системах вентиляції і кондиціонування повітря у робочий час.

3.2.1. Скорочення енергоспоживання за рахунок зменшення тепловіддачі систем водяного опалення

У холодний період року в багатьох громадських, а також і промислових будівлях, зі змінною роботою допускається зниження температури внутрішнього повітря в неробочий час до деякої мінімально допустимої величини $t_{в}^{min}$. Це дозволяє скоротити теплову потужність системи опалення як в неробочий, так і в робочий час доби і забезпечує економію

теплоти.

Теплова потужність системи опалення звичайно береться такою, що дорівнює тепловим втратам при t_B^{min} , передбачаючи стаціонарний тепловий режим у приміщенні. При наявності у приміщенні періодичних тепловиділень від внутрішніх джерел, у тому числі тих, що асимілюються системою вентиляції, в приміщенні переважає нестационарний теплообмін, потужність же системи опалення буває завищеною. Тому температура повітря у неробочий час не досягає мінімальної величини, тобто не повністю вичерпуються можливості економії теплоти.

Оскільки потужність системи опалення збільшується, то в рівнянні для визначення повітрообміну системи вентиляції збільшуються і сумарні надходження теплоти, тобто повітрообмін в холодний період неможливо скоротити до мінімального, щоби отримати економію теплоти і електроенергії.

Розрахунок теплового навантаження на діючі одночасно системи опалення і вентиляції необхідно виконувати виходячи з розгляду зміни на протязі доби температури повітря.

У робочі години доби температура повітря підтримується на заданому рівні за рахунок потоків теплоти, які надходять від систем опалення і вентиляції. Якщо потужність системи опалення $Q_{c.o.}$ залишається незмінною на протязі доби (при відсутності індивідуального регулювання), то стабілізація температури повітря здійснюється регулюванням теплової потужності системи вентиляції. В неробочі години доби працює тільки система опалення. Завданням розрахунку необхідної теплової потужності системи опалення є пошук таких співвідношень теплової потужності системи опалення і вентиляції, коли температура у неробочий час знизилася б до t_B^{min} .

Теплова потужність системи опалення, Вт

$$Q_{c.o.} = f(q, t_b, t_3, t_b^{min}, Q_y, \rho_{c.o.}, L, \Delta\tau_p, \rho_k), \quad (3.9)$$

де q — питомі теплові втрати через зовнішні огороження, Вт / К; t_b і t_3 — температура внутрішнього і зовнішнього повітря відповідно, °С; t_b^{min} — мінімальна температура внутрішнього повітря; Q_y — явна теплота, що надходить у приміщення від внутрішніх джерел у робочий час, Вт; $\rho_{c.o.}$ — доля конвективної тепловіддачі опалювальних приладів; L — показник конвективного теплообміну у приміщенні, Вт/К; $\Delta\tau_p$ — продовжуваність робочої частини доби, год; ρ_k — доля конвективної тепловіддачі від внутрішніх джерел.

Величина q визначається за відомими співвідношеннями з урахуванням основних та додаткових теплових втрат

$$q = \left(1 + \frac{\kappa_{\text{дод}}}{100}\right) \sum K_i F_i, \quad (3.10)$$

де $\kappa_{\text{дод}}$ — відсоток додаткових теплових утрат; K_i і F_i — коефіцієнти теплопередачі [Вт / (м² К)] і площі поверхонь [м²] огорожень.

Величину $\rho_{c.o.}$, беруть 0,25 для радіаторів; 0,8 - для конвекторів; 0,4 — для панельно-променевих приладів і 1 — для повітряних систем опалення.

$$L = 1,93 \sum F_i, \quad (3.11)$$

де F_i — площі внутрішніх поверхонь всіх огорожень, які направлені у приміщення, м².

Величину ρ_k беруть 0,51 — при тепловиділенні від людей; 0,45 — для люмінесцентних освітлювачів і 0,15 — для ламп накаливання.

Теплова потужність системи опалення без урахування періодичності теплового режиму

$$Q'_{c.o} = q(t_B^{min} - t_3). \quad (3.12)$$

Визначається зміна теплового навантаження на систему вентиляції, яка пов'язана зі зниженням теплової потужності системи опалення. З урахуванням періодичності дії системи вентиляції його величина дорівнює

$$\Delta Q_{св} = (Q'_{c.o} - Q_{c.o}) \eta_{св}, \quad (3.13)$$

де $\eta_{св}$ — коефіцієнт навантаження на систему вентиляції.

$$\eta_{с.в} = f(q, \rho_{c.o}, L, \Delta\tau_p). \quad (3.14)$$

Навантаження на систему вентиляції без урахування періодичності її дії

$$Q'_{св} = [Q_{я} + Q'_{c.o} - q(t_B - t_3)]. \quad (3.15)$$

Навантаження на систему вентиляції при зниженні навантаження системи опалення

$$Q_{св} = Q'_{св} - \Delta Q_{св}. \quad (3.16)$$

При зниженні навантаження на систему вентиляції або підвищується температура припливного повітря, або зменшується його витрата до меж, які рекомендуються санітарними нормами.

Розглянута вище методика може бути застосована для приміщень зі сталим періодичним режимом внутрішніх тепловиділень. Перерви в технологічних процесах продовжуваністю декілька днів призводять до відсутності внутрішніх тепловиділень і тепловий режим приміщень наближається до стаціонарного. Тому для таких приміщень встановлена потужність системи опалення повинна визначатися за найбільшим, стаціонарним станом, а викладені вище підходи необхідно застосовувати для розрахунків режимів регулювання системи, які будуються за принципом мінімальної витрати енергії.

3.2.2. Скорочення енергоспоживання за рахунок переривчастого опалення

Зниження температури внутрішнього повітря у неробочий час з метою економії енергії може бути досягнуто і за рахунок використання переривчастого опалення. Найбільш просто переривчасте опалення здійснити у повітряних системах і в системах, сполучених з припливною вентиляцією.

Можливість використання переривчастого опалення пов'язано з теплоакумулюючою спроможністю огорожень приміщення і обмежується мінімально допустимою температурою внутрішнього повітря у неробочий час. Приклад режиму зміни температури повітря на протязі доби і відповідної зміни теплової потужності системи наведений на рис. 3.3.

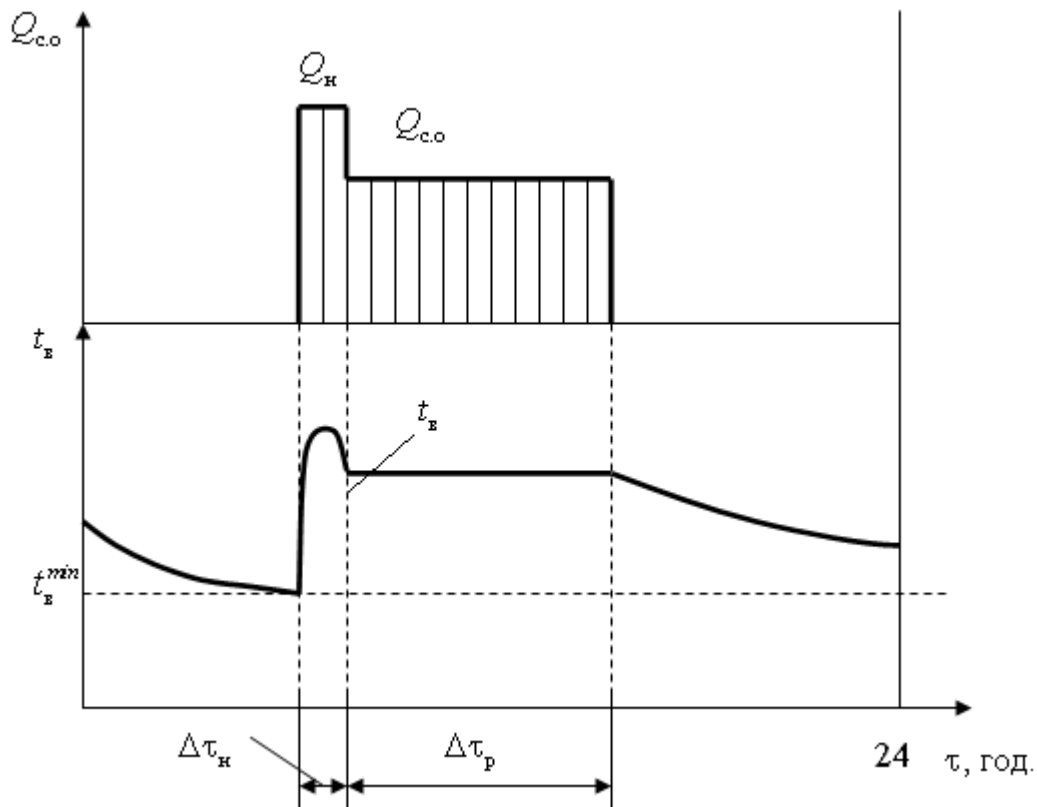


Рис. 3.3. Режими добової зміни температури внутрішнього повітря $t_{в}$ і відповідно теплової потужності системи опалення $Q_{c.o.}$

У робочий час ($\Delta\tau_{\delta}$) у приміщенні підтримується необхідна температура повітря $t_{\text{в}}$. У неробочий час система опалення не працює і температура повітря знижується до деякої величини. Якщо ця величина вища за мінімально допустиме значення $t_{\text{в}}^{\text{min}}$, то використання переривчастого опалення можливо.

Перед початком роботи на протязі деякого періоду ($\Delta\tau_{\text{і}}$) система опалення працює в режимі підвищення температури з потужністю $Q_{\text{н}}$. Для системи опалення, яка є спільною з вентиляцією, цей режим може бути реалізований при включенні системи на повну рециркуляцію з взятою максимальною температурою припливного повітря $t_{\text{п}}$. При цьому температура внутрішнього повітря підвищується до величини, яка перевищує робоче значення. Таке підвищення температури бажане для розігріву огорожень, які охолонули у неробочий час.

Мінімальна температура повітря залежить від режиму роботи приміщення, теплового захисту огорожень, величини внутрішніх тепловиділень і режиму зміни їх в часі.

В спеціальній літературі наведені формули для визначення величин $t_{\text{в}}^{\text{min}}$ та $Q_{\text{с.о}}$.

3.2.3. Скорочення енергоспоживання за рахунок переривистої вентиляції приміщень

При переривистій вентиляції система працює тільки на зовнішньому повітрі. Періодична дія системи скорочує загальний термін її роботи на протязі доби, за рахунок чого забезпечується економія електроенергії.

При періодичному включенні системи відбувається коливання параметрів мікроклімату. Найбільше змінюються температура повітря і концентрація CO_2 . Управління процесом провітрювання

необхідно здійснювати на основі контролю за цими двома параметрами, зміна яких не повинна виходити за допустимі межі.

В спеціальній літературі, наприклад, наведені формули для визначення параметрів, що характеризують режим роботи вентиляції глядацьких залів кінотеатрів:

- продовжуваність періоду провітрювання приміщення, τ , год;
- продовжуваність перерви між включенням системи вентиляції, $\tau_{\text{п}}$, год.

$$\tau, \tau_{\text{п}} = f(m, V, C_{\text{к}}, C_{\text{з}}, M), \quad (3.17)$$

де m — кратність повітрообміну у приміщенні, 1/год; V — внутрішній об'єм приміщення, м^3 ; $C_{\text{к}}$ — концентрація CO_2 у повітрі в кінці періоду, коли система вентиляції не працювала (зазвичай беруть $C_{\text{к}} = 3 \text{ г/м}^3$); $C_{\text{з}}$ — концентрація CO_2 у зовнішньому припливному повітрі, г/м^3 ; M — надходження вуглекислого газу від людей, г/год .

Надалі визначається кількість включень системи вентиляції

$$N = \frac{\Delta\tau_{\text{р}}}{\tau + \tau_{\text{п}}} \quad (3.18)$$

та сумарна продовжуваність роботи системи, год

$$\Delta t_{\text{с}} = N\tau = \frac{\tau}{(\tau + \tau_{\text{п}})} \Delta\tau_{\text{р}}, \quad (3.19)$$

де $\Delta\tau_{\text{р}}$ - загальний термін роботи приміщення, год/добу.

Переривчастий режим роботи здійснюється вручну або за допомогою реле часу, при цьому величини N ; $\Delta t_{\text{с}}$; τ ; $\tau_{\text{п}}$ визначають розрахунком.

Автоматичне управління роботи системи можливе при встановленні у приміщенні датчиків концентрації CO_2 і температури повітря.

Розділ 4. УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ ВИКИДІВ НА ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВАХ ТА В ГРОМАДСЬКИХ БУДІВЛЯХ

Вентиляційні викиди відносяться до низькотемпературних вторинних енергоресурсів (за класифікацією температура низькотемпературних ВЕР менше як $300\text{ }^{\circ}\text{C}$). В реальних умовах в холодний період року вентиляційні викиди мають температуру $t_{\text{п}} = 23 \dots 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, але завдяки їх великих витратах $L_{\text{п}}$, кг/с, можна утилізувати значні потоки теплоти, що ілюструється рівнянням теплового балансу: $Q_{\text{п}} = L_{\text{п}} c_{\text{п}} t_{\text{п}}$.

Вентиляційні викиди зазвичай використовуються для нагрівання припливного повітря в системах вентиляції в холодний період року, для чого можуть бути використані наступні теплоутилізатори:

- регенеративні, що обертаються;
- пластинчасті теплообмінники;
- теплообмінники з проміжним теплоносієм;
- теплоутилізатори рекуперативні на базі теплових труб;
- кондиціонери – утилізатори;
- КТАНи – повітрянагрівачі систем опалення і вентиляції; і т. ін.

4.1. Визначення економічної ефективності утилізації теплоти вентиляційних викидів

Методом послідовної оптимізації вибирають найбільш доцільний в заданих умовах тип утилізатора, тобто той, який забезпечить найбільший економічний ефект $E_{\text{ф}}$. Цей ефект для вентиляційних систем громадських будівель і загальнообмінних систем промислових будівель визначається за формулою

$$E_{\text{ф}} = V_{\text{зв.баз}} - V_{\text{зв.ут}} = (\mu K_{\text{баз}} + K_{\text{пл.баз}} + UV_{\text{екс.баз}}) - (\mu K_{\text{ут}} + K_{\text{пл.ут}} + UV_{\text{екс.ут}}), \quad (4.1)$$

де $V_{\text{зв.баз}}$, $V_{\text{зв.ут}}$ – зведені витрати в базовий варіант (без утилізатора) і варіант з утилізатором, грн; $K_{\text{баз}}$ – повна вартість калориферної установки

при базовому варіанті, грн.; μ – коефіцієнт, яким ураховують термін служби елемента або системи; $K_{пл.баз}$ – вартість площі, яку займає вентиляційна установка в будівлі, грн; $У$ – коефіцієнт приведення однакових за величиною річних експлуатаційних витрат до рівня базисного року; $K_{ут}$ – кошторисна вартість утилізаторів, пристроїв для попередження інеєутворення на поверхнях теплообміну утилізаторів, додаткових повітропроводів, грн; $K_{пл.ут}$ – вартість площі, яку займають утилізатори і вказані вище пристрої в будівлі (якщо вони розміщені на робочих площах, то величина $K_{пл.ут} = 0$), грн; $V_{екс.баз}$, $V_{екс.ут}$ – річні експлуатаційні витрати при базовому варіанті та варіанті з утилізаторами теплоти, грн/рік.

Величину коефіцієнта μ визначають за довідковими даними, при цьому термін служби утилізаторів ($z_{сл}$) беруть наближено наступними: для регенераторів, що обертаються і рекуперативних утилізаторів (пластинчастих та з проміжним теплоносієм) $z_{сл} = 8$ років; для утилізаторів контактного типу $z_{сл} = 4-5$ років.

Величину коефіцієнта $У$ беруть за довідковими даними у залежності від терміну дії виробничої технології Φ (років).

Капіталовкладення в базовий варіант або варіант з утилізаторами визначають за формулою

$$K_i = K_{обл} + K_{мон}, \quad (4.2)$$

де $K_{обл}$ – вартість обладнання для відповідного варіанта, грн; $K_{мон}$ – вартість монтажних робіт для відповідного варіанта, грн.

Експлуатаційні витрати для базового варіанта та варіанта з утилізатором, грн/рік визначають за формулами відповідно

$$V_{екс.баз} = E_{баз} + Z + A + Ц_T Q_T, \quad (4.3)$$

$$B_{\text{екс.ут}} = E_{\text{ут}} + Z + A + C_T (Q_T - Q_{\text{ут}}), \quad (4.4)$$

де $E_{\text{баз}}$, $E_{\text{ут}}$ – витрати на електроенергію для базового варіанта та варіанта з утилізатором, грн/рік; Z – витрати на заробітну плату обслуговуючому персоналу, грн/рік; A – амортизаційні відрахування, грн/рік; C_T – вартість теплової енергії, грн/ГДж; Q_T – річні витрати теплоти на нагрівання вентиляційного повітря в установці без утилізатора, ГДж/рік; $Q_{\text{ут}}$ – річна кількість утилізованої теплоти вентиляційних викидів, ГДж/рік.

Витрати на електроенергію для базового варіанта, грн/рік

$$E_{\text{баз}} = e z_p \frac{L_{\text{п}} P_{\text{в}}}{\rho_{\text{п}} \eta_{\text{в}} \eta_{\text{п}} 1000}, \quad (4.5)$$

де C_e — вартість 1 кВт-год електроенергії, грн; z_p — кількість годин роботи вентиляційної установки за рік; $L_{\text{п}}$ – витрати вентиляційного повітря (продуктивність вентиляційної установки), кг/с; $P_{\text{в}}$ – повний тиск вентилятора, Па; $\rho_{\text{п}}$ – густина повітря, кг/м³; $\eta_{\text{в}}$, $\eta_{\text{п}}$ – ККД вентилятора і передачі відповідно.

Витрати на електроенергію для варіанта з утилізатором, грн/рік

$$E_{\text{ут}} = E_{\text{баз}} + \Delta E, \quad (4.6)$$

де ΔE – витрати на електроенергію, які враховують опір теплоутилізатора і додаткових повітропроводів, додаткового обладнання, а також витрату електроенергії насосом (при наявності такого, наприклад, в утилізаційній установці з проміжним теплоносієм), грн/рік.

Річні витрати теплоти на нагрівання вентиляційного повітря, ГДж/рік, визначають за точною або наближеною формулою.

Точна формула

$$Q_T = \sum L_{\text{п}} (h_{\text{п}} - h_{\text{hi}}) n_{\text{hi}} 3,6 \cdot 10^{-3}, \quad (4.7)$$

де $h_{\text{п}}$ і $h_{\text{нi}}$ – ентальпія приливної і зовнішнього повітря, кДж/кг; $n_{\text{нi}}$ – кількість годин стояння відповідної ентальпії зовнішнього повітря, год/рік.

Величини $h_{\text{нi}}$ і $n_{\text{нi}}$ визначають за довідниками у залежності від населеного пункту.

Наближена формула

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{в ср}} n_0 z_{\text{в}} 3,6, \quad (4.8)$$

де $Q_{\text{в ср}}$ — середня витрата теплоти на вентиляцію, МВт; n_0 – продовжуваність опалювального періоду, дiб; $z_{\text{в}}$ – кількість годин роботи вентиляційної установки за добу (беруть 24 год при вентиляції без обмеження і 16 год – при вентиляції з обмеженням).

Середню витрату теплоти на вентиляцію визначають за формулою

$$Q_{\text{в ср}} = Q_{\text{в}} \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{сп.о}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}}, \quad (4.9)$$

де $Q_{\text{в}}$ – розрахункова витрата теплоти на вентиляцію, МВт; $t_{\text{вн}}$ – температура внутрішнього повітря, С; $t_{\text{сп.о}}$ – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, С; $t_{\text{р.о}}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, °С.

Річна кількість утилізованої теплоти вентиляційних викидів, ГДж/рік, визначається за точною або наближеною формулою

Точна формула

$$Q_{\text{ут}} = \frac{n_{\text{зм}}}{3} \sum L_{\text{п}} c_{\text{п}} (t_{\text{н2i}} - t_{\text{н1i}}) n_{\text{т}} 10^{-6}, \quad (4.10)$$

де $n_{\text{зм}}$ – кількість змін роботи промислового цеху (громадської будівлі); $L_{\text{з}}$ – масова витрата зовнішнього (припливного) повітря, кг/год; $c_{\text{п}}$ – питома масова теплоємність повітря, кДж/(кг·К); $t_{\text{н2i}}$ і $t_{\text{н1i}}$ – температура зовнішнього повітря на вході в теплоутилізатор і виході з нього, С; $n_{\text{т}}$ –

кількість годин стояння відповідної температури зовнішнього повітря, год/рік.

Наближена формула

$$Q_{\text{ут}} = Q_{\text{ут ср}} n_0 z_{\text{в}} 3,6 \cdot 10^{-3}, \quad (4.11)$$

де $Q_{\text{ут ср}}$ – середня витрата утилізованої теплоти, кВт.

Величину $Q_{\text{ут ср}}$ визначають за формулою

$$Q_{\text{ут ср}} = \frac{L_3}{3600} (h_{\text{н2}} - h_{\text{н1}}) \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{сп.о}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}}, \quad (4.12)$$

де $h_{\text{н2}}$ і $h_{\text{н1}}$ – кінцева і початкова ентальпія зовнішнього (припливного) повітря, кДж/кг (визначають за $h - d$ діаграмою при температурах $t_{\text{н2}}$ і $t_{\text{н1}}$ відповідно).

Кінцеву температуру зовнішнього повітря після теплоутилізатора при роботі його у режимі «сухого» теплообміну визначають за формулою

$$t_{\text{н2}} = t_{\text{н1}} + \overline{\Delta t} (t_{\text{в1}} - t_{\text{н1}}) \overline{\omega}, \quad (4.13)$$

де $\overline{\Delta t}$ — відносний перепад температури в утилізаторі; $t_{\text{в1}}$ – температура повітря, що видаляється з приміщення, на вході в утилізатор, °С; $\overline{\omega}$ – відношення водяних еквівалентів повітря, що видаляється ($\overline{\omega}_{\text{в}}$), до зовнішнього повітря ($\overline{\omega}_3$), тобто $\overline{\omega} = \overline{\omega}_{\text{в}} / \overline{\omega}_3$.

$$\overline{\omega}_{\text{в}} = L_{\text{в}} c_{\text{в}}; \quad \overline{\omega}_3 = L_3 c_3; \quad (4.14)$$

де $L_{\text{в}}$ – масова витрата повітря, що видаляється із приміщення і надходить в утилізатор, кг/с; $c_{\text{в}}$ і c_3 – питомі масові теплоємності повітря, що видаляється, і зовнішнього повітря відповідно, Дж/(кг·К).

Відносний перепад температури для протиструминної ($\overline{\Delta t}_{\text{прот}}$) та прямоструминної ($\overline{\Delta t}_{\text{прям}}$) схем визначають за формулами відповідно

$$\overline{\Delta t_{\text{прот}}} = \frac{1-C}{1-\overline{\omega} C}; \quad \overline{\Delta t_{\text{прям}}} = \frac{1-C}{1+\overline{\omega}}, \quad (4.15)$$

де $C = 1 / \left[e^{N_B(1-\overline{\omega})} \right]$; N_B – число одиниць переносу теплоти повітря, що видаляється.

$$N_B = KF_B / \overline{\omega}_B, \quad (4.16)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі в утилізаторі, Вт/(м²·К); F_B – площа поверхні теплообміну утилізатора зі сторони повітря, що видаляється.

При від’ємних температурах зовнішнього повітря на поверхні теплоутилізатора можливе утворення інею. Граничну температуру зовнішнього повітря t_k , нижче якої можливе обмерзання поверхні утилізатора, визначають у залежності від його типу, параметрів і витрат припливного повітря і того, що видаляється. Наприклад, в регенеративних обертових утилізаторах з несорбційною насадкою t_k визначають за умов сублімації інею з поверхні регенератора в припливне повітря у залежності від відношення водяних еквівалентів $\overline{\omega}$ та вологовмісту повітря, що видаляється, на вході в утилізатор d_{B1} (рис.4.1.).

В рекуперативних повітряно-повітряних і повітряно-рідинних теплоутилізаторах величина t_k визначається за умови підтримання температури поверхні теплообміну $t_{\text{пов}} \geq 0$ °С.

При температурах зовнішнього повітря $t_3 < t_k$ для забезпечення безаварійної роботи установки необхідно передбачити заходи, які попереджують інеєутворення. Найбільш простим способом, який не потребує додаткових витрат енергії, є періодичне відключення подачі зовнішнього повітря (для регенеративних теплоутилізаторів, що обертаються, на 3-5 хв через 4 год, а для рекуперативних повітряно-повітряних – на 1 год через 6 год роботи утилізатора в умовах

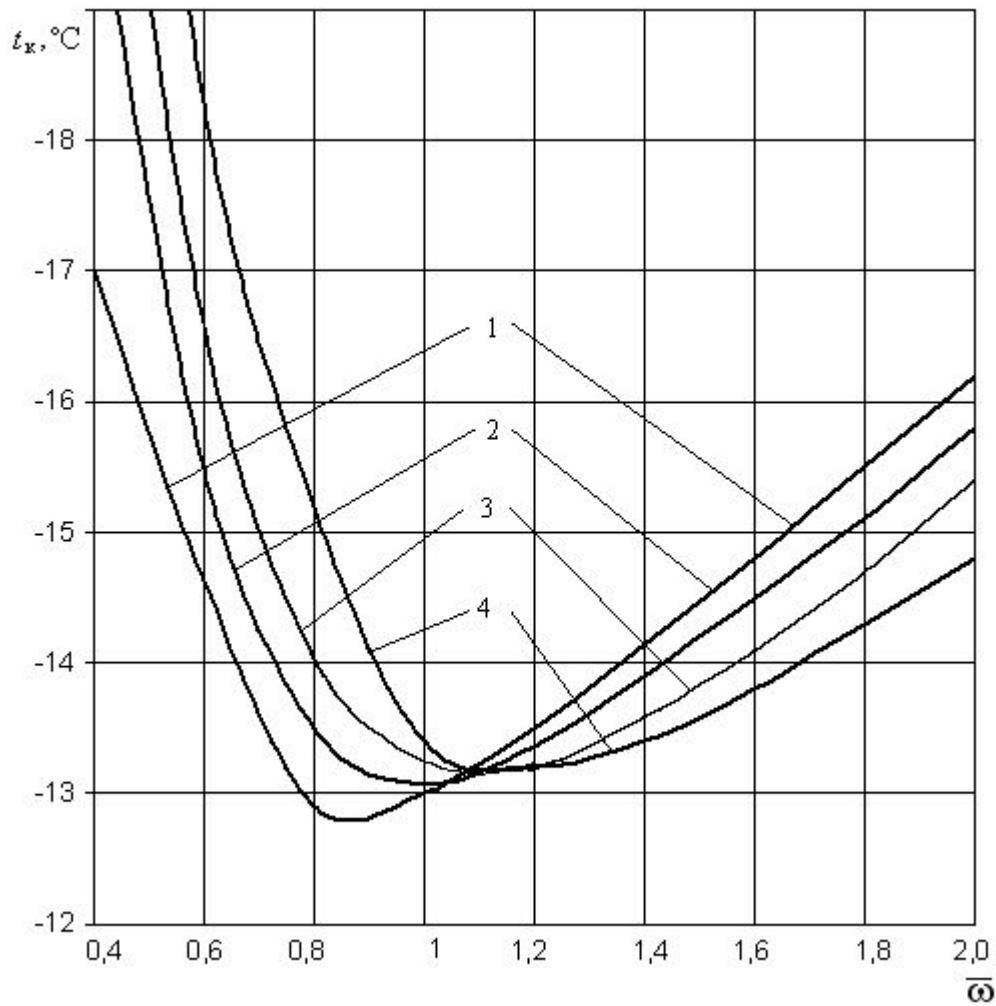


Рис.4.1.Залежності для визначення величини t_k для регенеративних утилізаторів, що обертаються, при різних значеннях d_{vl} : 1 - 13г/кг; 2 - 11 г/кг; 3 - 9 г/кг; 4 - 6 г/кг.

інеутворення.

Якщо за санітарно-технічними або технологічними вимогами періодичне відключення подачі зовнішнього (припливного) повітря неможливе, то рекомендується застосовувати обхідний канал по зовнішньому повітрю або попередній його підігрів.

При використанні обхідного каналу (рис. 4.2) частина зовнішнього повітря L'_3 надходить в теплоутилізатор і нагрівається у ньому від

температури $t_{н1}$ до температури $t_{н2}$, а інша частина масовою витратою $L_{ок}$ і температурою $t_{н1}$ – по обхідному каналу.

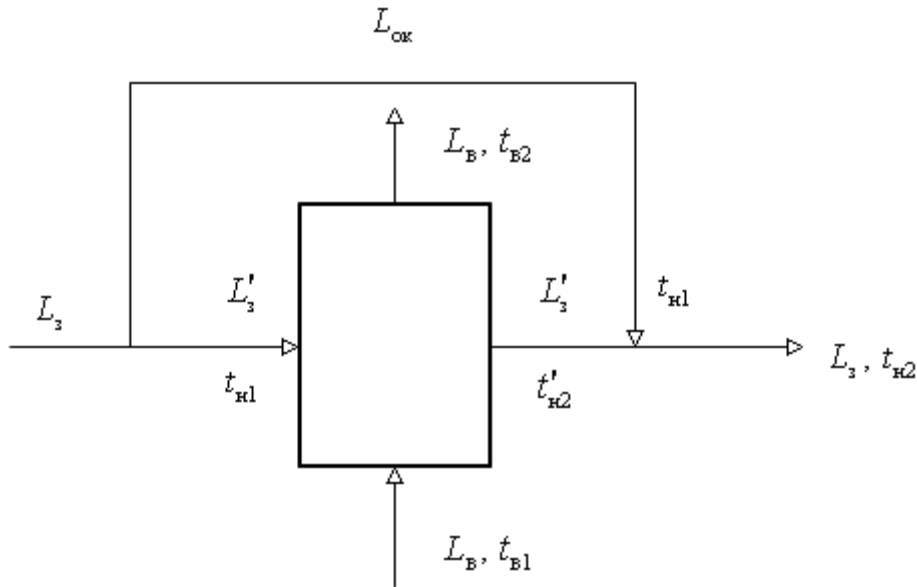


Рис. 4.2. Схема з обхідним каналом за зовнішнім повітрям

В розрахунках схеми з обхідним каналом, наприклад, для регенератора, беруть температуру t_k , що дорівнює фактичній температурі зовнішнього повітря ($t_k = t_{н1}$), і в залежності від відомого вологовмісту повітря, що видаляється, $d_{в1}$, за рис. 4.1 визначають відношення водяних еквівалентів $\bar{\omega}_k$. Для цього випадку $\bar{\omega}_k = L_в c_в / L'_3 c_3$, тоді витрата зовнішнього повітря, яка проходить через утилізатор $L'_3 = L_в c_в / \bar{\omega}_k c_3$.

При відомій величині масової витрати зовнішнього припливного повітря L_3 визначають величину $L_{ок} = L_3 - L'_3$.

За формулою (4.13) визначають $t'_{н2}$, підставивши в неї замість $\bar{\omega}$ величину $\bar{\omega}_k$, а потім і температуру суміші зовнішнього (припливного) повітря, яке частково нагрівається в теплоутилізаторі і частково надходить на обхідний канал

$$t_{н2} = (L'_3 t'_{н2} + L_{ок} t_{н1}) / L_3. \quad (4.17)$$

При застосуванні для попередження інеєутворення попереднього підігріву зовнішнього повітря у електричних або водяних калориферах до температури t_k в формулах (4.10) і (4.13) замість початкової температури $t_{н1}$ необхідно підставити величину t_k , а сумарна кількість теплоти, яка витрачається на попередній підігрів повітря, ГДж/рік, визначається за формулою

$$Q_{пп} = \frac{n_{см}}{3} \sum L_3 c_{п} (t_k - t_{н1i}) n_{ii} 10^{-6}. \quad (4.18)$$

За відомою температурою зовнішнього (припливного) повітря після теплоутилізатора $t_{н2}$ сумарна кількість теплоти, яка необхідна для додаткового підігріву припливного повітря до необхідної температури $t_{пр}$, ГДж/рік, визначається за формулою

$$Q_{пп} = \frac{n_{см}}{3} \sum L_3 c_{п} (t_{пр} - t_{н2i}) n_{ii} 10^{-6}. \quad (4.19)$$

Якщо $t_{н2} > t_{пр}$, то необхідно зменшити теплопродуктивність утилізатора. В регенеративних утилізаторах, наприклад, це здійснюється або зменшенням частоти обертання насадки, або застосуванням обхідного каналу зі сторони зовнішнього (припливного) повітря.

4.2. Характеристика та вибір обладнання для утилізації теплоти вентиляційних викидів

4.2.1. Теплоаеродинамічні характеристики утилізаторів

До числа теплоаеродинамічних характеристик відносяться коефіцієнт температурної ефективності (η_t), аеродинамічний опір (ΔP , Па), число одиниць переносу теплоти N . Всі вони виражаються для потоків припливного та видалюваного повітря у залежності від відповідної масової швидкості у фронтальному перерізі утилізатора (ρv_{ϕ}), кг/(с м²), тобто

$$\eta_{ti} = A(\rho v_{\phi})_i^{\alpha}; \quad \Delta P_i = B(\rho v_{\phi})_i^{\beta}; \quad N_i = C(\rho v_{\phi})_i^c. \quad (4.20)$$

Коефіцієнти температурної ефективності (див. рис.4.3) визначаються за наступними залежностями:

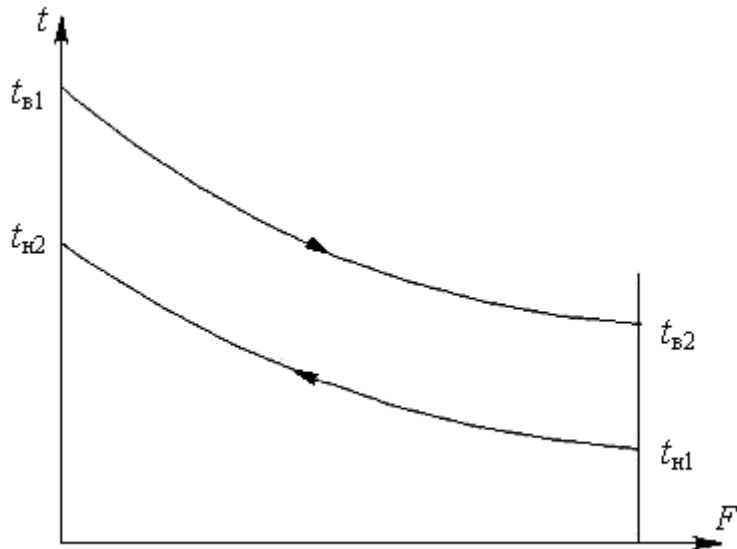


Рис.4.3. Графік зміни температур повітряних потоків:
 t_{B1} і t_{B2} – температури видаляемого повітря на вході в утилізатор і виході з нього відповідно; t_{H1} і t_{H2} – температури навколишнього повітря на вході в утилізатор і виході з нього відповідно

- в потоку видалюваного повітря

$$\eta_{тв} = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{t_{B1} - t_{H1}}; \quad (4.21a)$$

- в потоку навколишнього (припливного) повітря

$$\eta_{тп} = \frac{t_{H2} - t_{H1}}{t_{B1} - t_{H1}}. \quad (4.21б)$$

4.2.2. Регенеративні обертові утилізатори

Регенеративні обертові теплоутилізатори є одними з найбільш поширених при утилізації теплоти вентиляційних викидів. До їх переваг відносяться висока ефективність утилізації, що характеризується

коефіцієнтом температурної ефективності η_t при порівняно низьких значеннях аеродинамічного опору ΔP .

Компактність цих утилізаторів характеризується відношенням $(F/V) \approx 3000 \text{ м}^2/\text{м}^3$, де F – площа теплопередаючої поверхні, м^2 ; V – об'єм утилізатора, м^3 .

Конструктивна схема обертових регенераторів наведена на рис.4.4. Регенератори складаються з корпусу, роторної насадки, електродвигуна і приводу.

Роторна насадка цих регенераторів утворена плоскими і гофрованими стрічками, що чергуються, виконаними з алюмінієвої фольги товщиною 0,05–0,08мм. Канали, які утворені при навивці роторної насадки, розташовані паралельно осі ротора і мають переріз у вигляді рівностороннього трикутника з наступними геометричними розмірами: відстань між плоскими стрічками (в світлі) – 1,8 мм; крок за гофрами – 2 мм (див. рис. 4.5).

Ротор регенератора приводиться до руху мотор – редуктором з частотою 12 ± 2 об/хв.

Конструкція теплоутилізаторів визначає горизонтальне розміщення осі обертання ротора і горизонтальне розміщення розділяючої перетинки.

Регенеративні теплоутилізатори можуть застосовуватися при температурах зовнішнього повітря не нижче мінус 45°C і того, що видаляється, не вище 100°C . Рух повітряних потоків – протиструминний.

Згідно з рис. 4.5 насадка по черзі обмивається видалюваним нагрівальним потоком повітря, нагріваючись при цьому, тобто акумулюючи теплоту, а потім – припливним зовнішнім повітрям, що призводить до його нагріву і охолодження насадки.

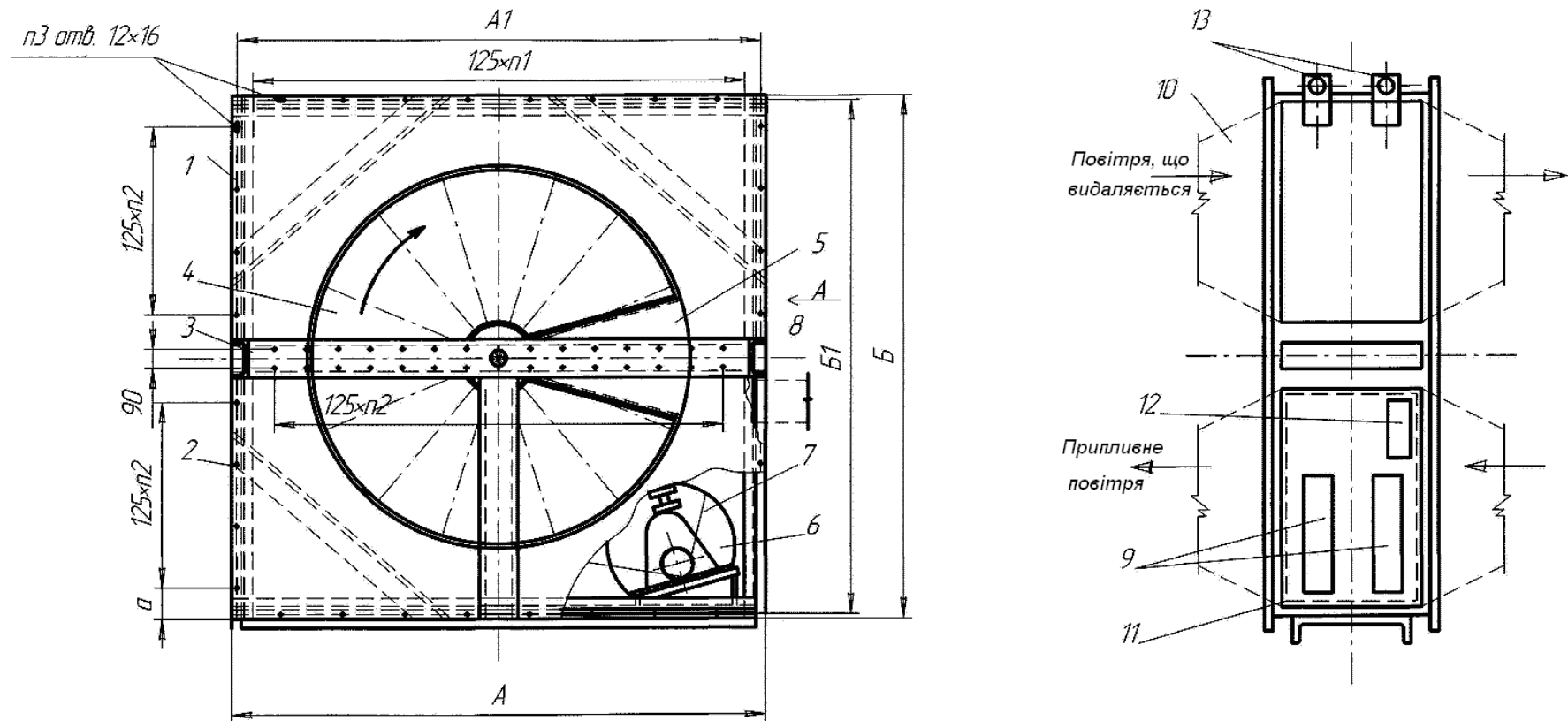


Рис.4.4. Регенеративні утилізатори, що обертаються, потужністю за повітрям 10, 16, 25 тис.м³/год:
 1 – каркас верхній; 2 – каркас нижній; 3 – розділююча перетинка; 4 – роторна насадку; 5 – продувальний сектор;
 6 – мотор-редуктор; 7 – приводний ремінь; 8 – повітропровід продувального сектора; 9 – з’ємна кришка; 10 –
 повітропровід; 11 – ввід електрокабелю; 12 – отвір для під’єднання повітропроводу до напірної камери
 продувального сектора; 13 – проушина.

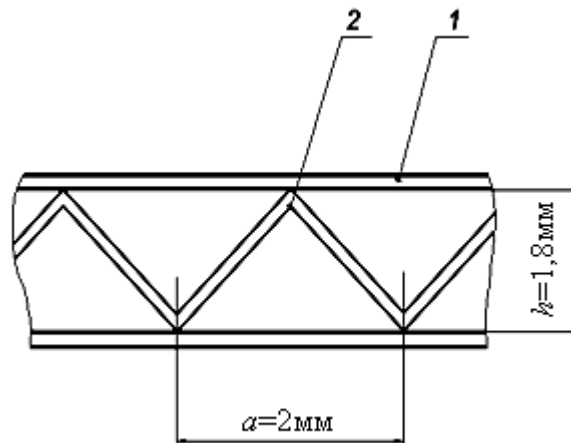


Рис.4.5. Параметри каналів роторної насадки:
1 – плоска стрічка; 2 – гофрована стрічка

Важливим моментом при конструюванні регенераторів є попередження механічного переносу в каналах видаляемого (забрудненого) повітря у потік припливного (чистого) повітря. Для цього застосовується спеціальний пристрій – продувальний сектор.

В останніх конструкціях теплоутилізаторів продувка здійснюється зовнішнім повітрям. Витрата припливного повітря через продувальний сектор вибирається такою, щоб при проходженні кожного радіального перетину ротора через сектор можна було повністю витиснути видалюване повітря з каналів насадки. Продувальний сектор повинен знаходитися у місці переходу ротора з потоку видалюваного у потік припливного повітря.

При практичному встановленні регенераторів продувальний сектор підключається до нагнітальної лінії припливного повітря. Повітря після продування видаляється у навколишнє середовище, його витрата складає від 1 до 10% від повітропродуктивності утилізатора.

Слід зауважити, що для роторних утилізаторів, які обертаються, при використанні їх в системах вентиляції і кондиціонування повітря, характерним є стабілізований ламінарний режим руху середовищ в каналах насадки. Як показують дослідження, число Нуссельта, що характеризує

інтенсивність теплообміну, не залежить від гідродинамічних умов і для каналів у вигляді рівностороннього трикутника визначається діапазоном величини від 2,35 до 2,5 (при постійній температурі поверхні). Для каналів з перетином у вигляді рівнобедреного трикутника число Нуссельта знижується приблизно на 10%.

У загальному вигляді розрахунки процесів тепло- і масообміну у регенераторах, що обертаються, зводяться до розгляду нестационарної трьохвимірної задачі, яка описується системою диференціальних рівнянь теплопровідності при відповідних граничних умовах. Ця система вирішується спільно з рівнянням Ньютона для ізотропного середовища. Але для конструкції регенераторів, що використовуються в системах вентиляції і кондиціонування повітря, співвідношення водяних еквівалентів насадки ($m_n c_n$) і повітряного потоку з меншою витратою ($L_t c_t$) велике, що дає можливість вважати процеси, які протікають у регенераторах, стаціонарними. Таким чином температура поверхні у поперечному перерізі практично буде постійною, що дає змогу вирішувати одномірну стаціонарну задачу.

У проектній практиці розрахунок утилізаторів орієнтований на вирішення двох типів задач:

1. Визначення кінцевих значень тепловологісних характеристик повітряних потоків за відомими характеристиками поверхні теплообміну.
2. Розрахунок параметрів повітря, що відповідають початку процесів інеєутворення.

Методика розрахунку і вибору регенеративних утилізаторів

Вихідні дані:

- об'ємні витрати припливного V_n або видалюваног повітря V_b , м³/год;
- початкові температура і вологовміст потоків припливного та

видалюваного повітря $(t_{н1}, d_{н1})$ і $(t_{в1}, d_{в1})$ відповідно;

- температура точки роси видалюваного повітря $t_{рв1}$, °С;

- барометричний тиск навколишнього повітря P_6 , Па.

Розрахунки виконують у наступній послідовності

1. За таблицями технічних характеристик за величиною V_n або V_b вибирають тип та кількість регенеративних утилізаторів. Для кожного з них виписують номінальну повітропродуктивність $V_{ном}$, м³/год; загальну площу теплопередавальної поверхні F_3 , м²; площу фронтального перетину за припливним f_n , м² і видалюваним повітрям f_b , м².

2. За наближеною формулою визначають густину повітря ρ_i , кг/м³

$$\rho_i = 353 / (273 + t_i) \quad (4.22)$$

3. Визначають масові витрати припливного і видалюваного повітря, кг/с

$$L_i = V_i \rho_i / 3600. \quad (4.23)$$

4. Визначають масові швидкості припливного і видалюваного повітря у фронтальних перетинах утилізатора, кг/(с·м²)

$$(\rho v_\phi)_i = L_i / f_i. \quad (4.24)$$

5. Визначають відношення водяних еквівалентів припливного і видалюваного повітря

$$\bar{\omega} = c_n L_n / c_b L_b. \quad (4.25)$$

6. Визначають число одиниць переносу теплоти за потоком повітря, що видаляється, з урахуванням отриманих експериментальним шляхом постійних коефіцієнтів $C = 10,95$ і $c = -0,45$, тобто

$$N_b = 10,95 (\rho v_\phi)_b^{-0,45}. \quad (4.26)$$

7. За величинами N_b і $\bar{\omega}$ з рис.4.6 визначають коефіцієнт температурної ефективності утилізатора за потоком припливного повітря,

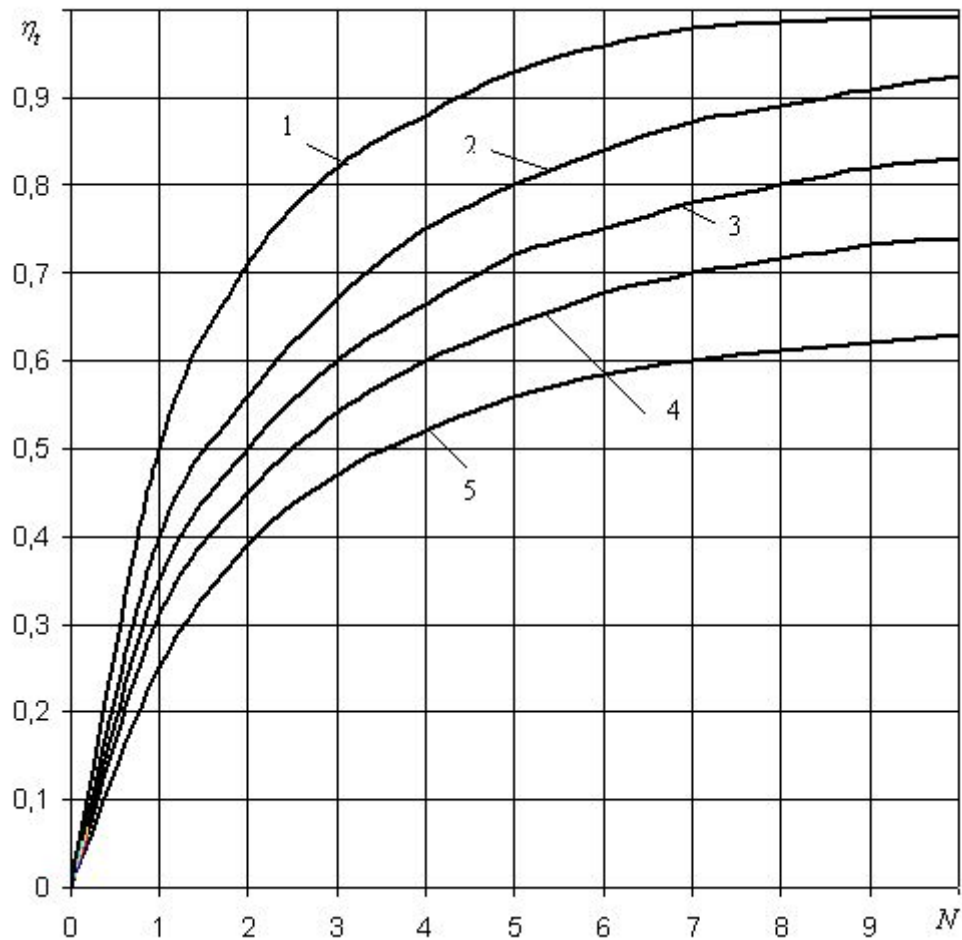


Рис.4.6. Графік для визначення коефіцієнта температурної ефективності за потоком повітря, що нагрівається:
 1 – $\bar{\omega} = 0,5$; 2 – $\bar{\omega} = 0,8$; 3 – $\bar{\omega} = 1,0$; 4 – $\bar{\omega} = 1,2$; 5 – $\bar{\omega} = 1,5$

що нагрівається, тобто $\eta_{тн} = f(N_{в}, \bar{\omega})$.

8. За формулою (4.21б) визначають кінцеву температуру повітря, що нагрівається

$$t_{н2} = t_{н1} + \eta_{тн} (t_{в1} - t_{н1}).$$

9. Теплотехнічним розрахунком визначають мінімальну температуру теплопередавальної поверхні $t_{п}^{\min}$ на вході в утилізатор за напрямком повітря, що нагрівається. Якщо ця температура нижча за температуру точки роси початкового стану повітря, що видаляється ($t_{р.в1}$), то процес

охолодження видалюваного повітря здійснюється в «сухому» режимі, тобто без конденсації водяної пари з повітря. Початкові значення вологовмісту повітряних потоків $d_{н1}$ і $d_{в1}$ не змінюються і розрахунок на цьому можна вважати закінченим.

Якщо ж $t_{п}^{\min} < t_{рв1}$, то з видалюваного повітря буде конденсуватися водяна пара, тому необхідно уточнити кінцеві значення вологовмісту потоків повітря $d_{н2}$ і $d_{в2}$ відповідно.

Якщо $t_{п}^{\min} < 0$, то необхідно передбачити заходи з попередження інеєутворення, про що йшла мова вище (наприклад, періодичне відключення подачі зовнішнього повітря; застосування обхідного каналу або попередній підігрів зовнішнього повітря).

На рис. 4.7 наведені принципові схеми центрів для приготування повітря з регенеративними теплоутилізаторами, що обертаються.

При застосуванні схеми (а) можливе періодичне відключення вентилятора припливного повітря 3 для попередження інеєутворення.

В схемі (б) передбачений обхідний канал припливного (зовнішнього) повітря 6. Співвідношення витрат повітря, що направляється через регенератор і по обхідному каналу, регулюється заслінками 7.

У схемі (в) передбачений калорифер попереднього підігріву повітря перед подачею його в регенератор.

Згідно зі схемою (г) в періоди похолодання можлива робота регенератора за схемою прямоплинного руху припливного і видалюваного повітря. Переключення регенератора на цю схему здійснюється за допомогою регулюючих заслінок 7, які встановлені на обхідних каналах за напрямком руху видалюваного повітря.

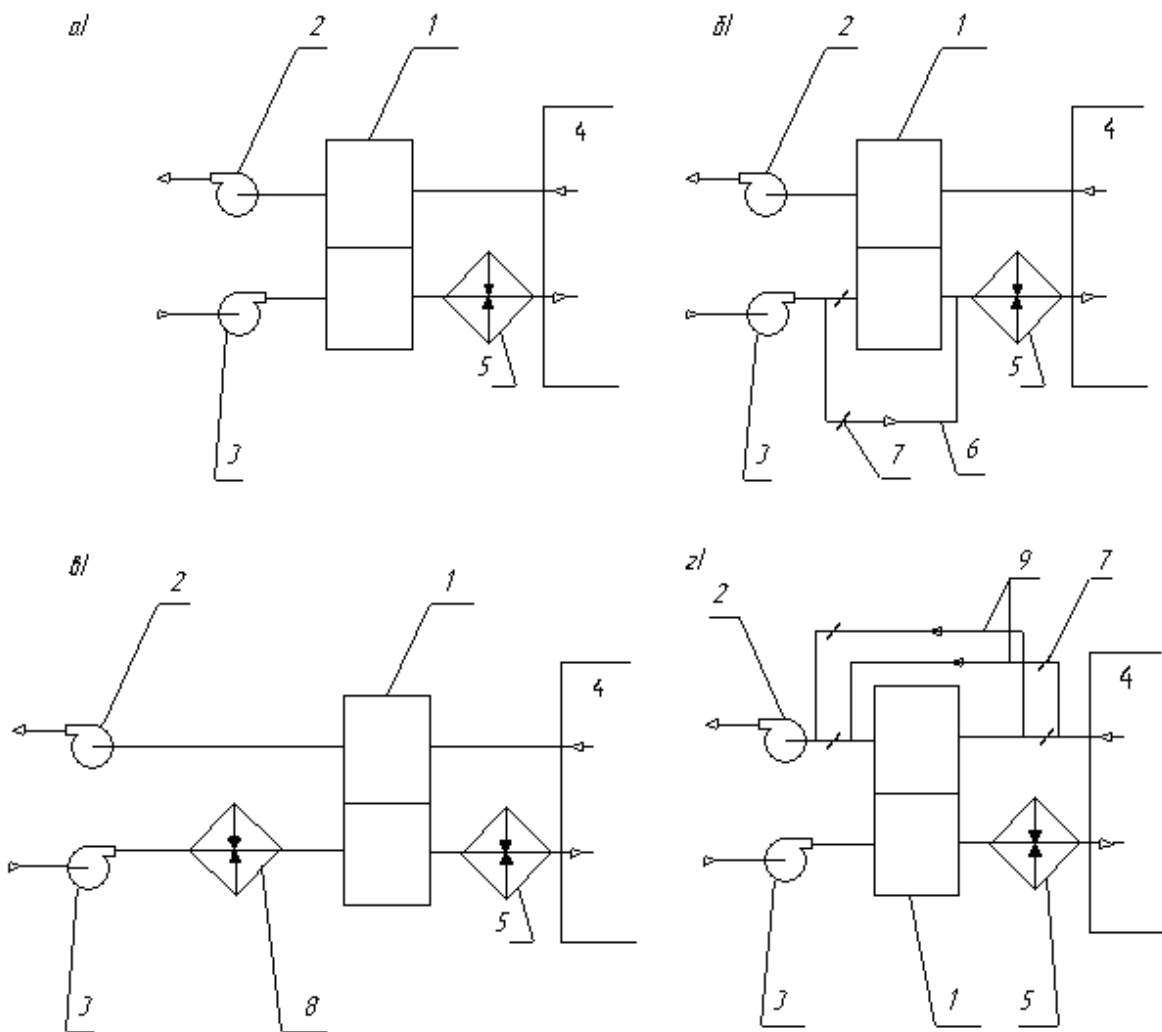


Рис.4.7. Принципові схеми центрів приготування повітря з регенеративними теплоутилізаторами:

1 – регенератор, що обертається; 2 – витяжний вентилятор; 3 – припливний вентилятор; 4 – приміщення; 5 – калорифер для догрівання повітря; 6 – обхідний канал для припливного повітря; 7 – регулююча заслінка; 8 – калорифер підігріву зовнішнього повітря; 9 – обхідні канали для повітря, що видаляється.

4.2.3. Пластинчасті теплоутилізатори

Рекуперативні пластинчасті теплоутилізатори є одними з найбільш ефективних і поширених для утилізації теплоти вентиляційних викидів промислових і громадських будівель.

За однією з конструкцій пластинчастий теплоутилізатор складається з корпусу, патрубків для підводу і відводу припливного та видалюваного повітря (рис. 4.8а). В корпусі розміщені теплопередаючі модулі (рис. 4.8б).

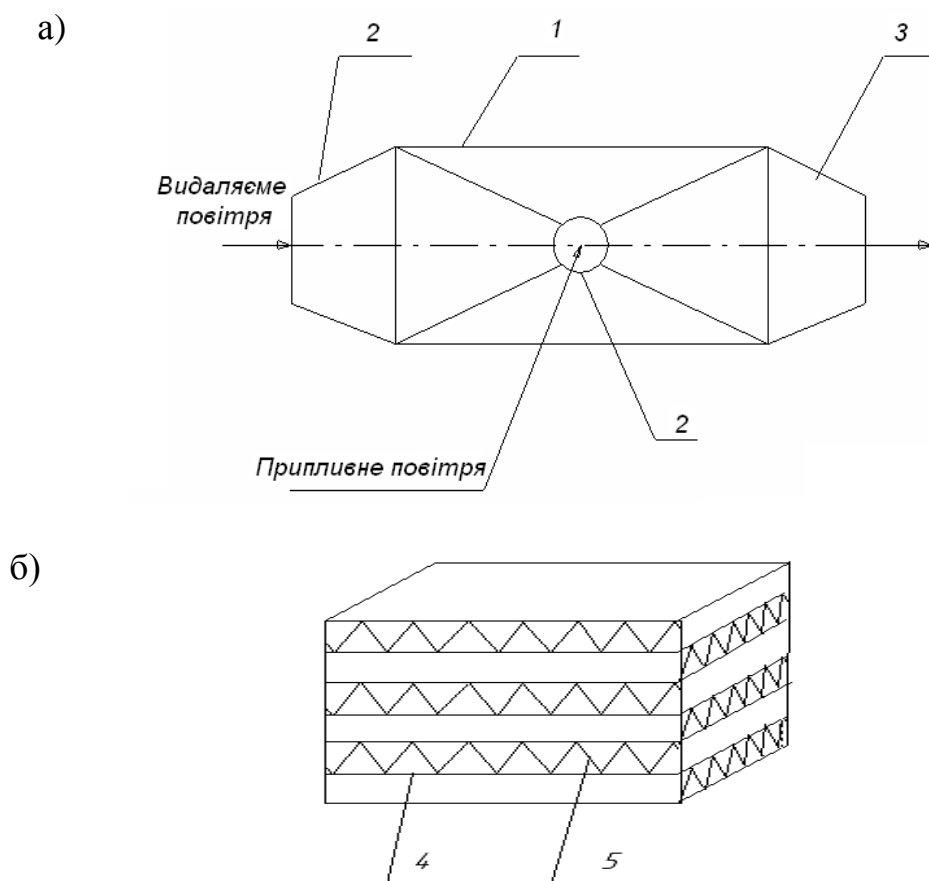


Рис.4.8. Конструктивна схема пластинчатого утилізатора (а) і теплопередаючого модуля (б):

1 – корпус; 2 – патрубки для підводу повітря; 3 – патрубок для відводу повітря; 4 – плоска пластина; 5 – гофрована пластина

Теплопередавальні модулі можуть збиратися з плоских пластин, що утворюють, наприклад, плоскі канали. З метою збільшення площі теплообмінної поверхні між гладкими поверхнями розташовують гофровані пластини трикутного; *U*-подібного; *П*-подібного профілю. Повітропродуктивність типового модуля складає 1250 м³/год.

Пластинчасті теплоутилізатори, що серійно випускаються, мають продуктивність за повітрям 5, 10, 16, 25, 40 тис. м³/год з кількістю типових модулів 4, 8, 12, 20 і 30 шт відповідно.

Потоки припливного та видалюваного повітря в пластинчатих теплоутилізаторах можуть рухатися за прямоструминною, протиструминною та перехресною схемами.

Конструктивне удосконалювання пластинчастих рекуператорів здійснюється у напрямку інтенсифікації теплообміну і підвищення компактності теплопередавальних елементів. Це може бути організація каналів зі змінною відстанню між пластинами по ширині і довжині каналу, що відноситься до утилізаторів з протиструминним рухом теплоносіїв (див. рис. 4.9).

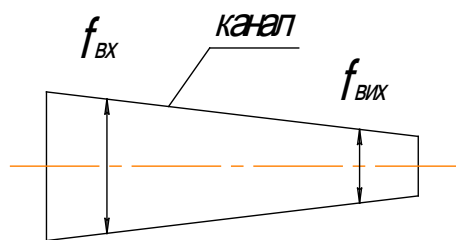


Рис. 4.9. Канал зі змінним перерізом

Для утилізаторів з перехресним током теплоносіїв збільшення швидкості повітря по кожному з потоків досягається за рахунок збільшення кількості ходів шляхом застосування поздовжніх перетинок (рис. 4.10).

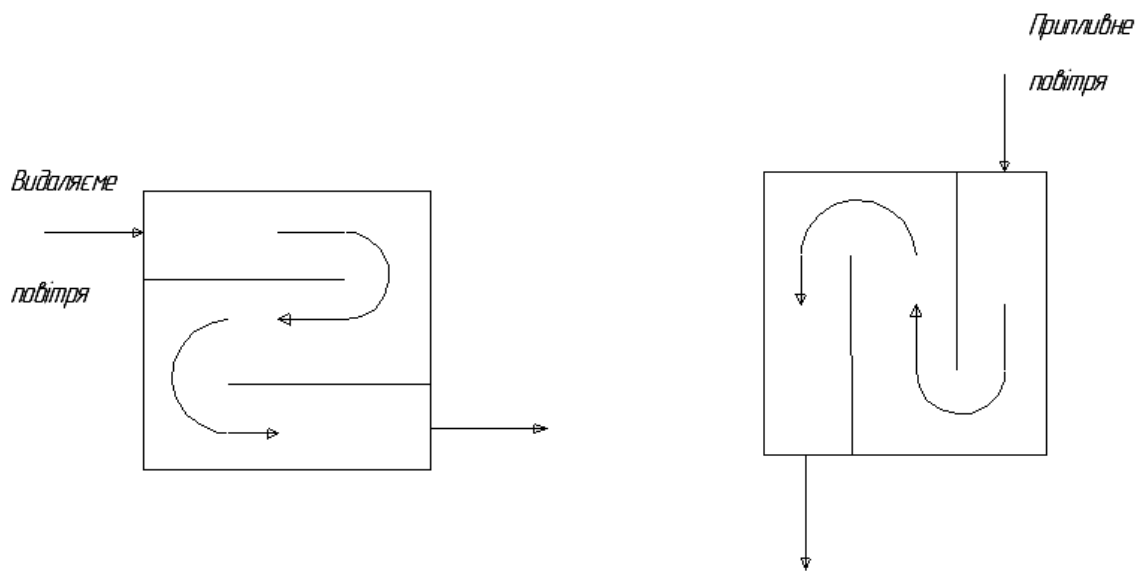


Рис.4.10. Поздовжні перетинки в потоках повітря

При багатоходовому руху повітря, окрім збільшення коефіцієнта тепловіддачі, також зменшується і критична за умов інесутворення температура зовнішнього повітря. Для зображених схем руху видалюваного і припливного повітря сумарна ефективність теплоутилізатора зростає, оскільки на відміну від «чистої» перехресної течії є і елементи протиструминної течії.

Розрахунки пластинчастих теплоутилізаторів

Розрахунки процесів тепло- і масообміну в рекуперативних пластинчастих теплоутилізаторах зводиться до розгляду стаціонарної двомірної задачі, яка описується системою диференціальних рівнянь теплопровідності з відповідними граничними умовами.

Аналіз процесів тепло- і масообміну в пластинчастих рекуператорах показує їх спільність при протиструминній і перехресній схемах руху повітряних потоків, тому при розв'язанні прийняті наступні припущення:

- відсутня передача теплоти теплопровідністю у матеріалі пластин і повітряних потоків в площині руху повітря;

- не враховується зміна фізичних властивостей повітря;
- масова швидкість повітряних потоків у каналах є постійною;
- локальні та середні коефіцієнти тепловіддачі є однаковими ; і т. ін.

Таким чином задача розрахунку процесів тепло- і масообміну зводиться до одновимірної, тобто параметри повітряних потоків змінюються тільки уздовж руху повітря.

Основним завданням інженерної методики є визначення кінцевих температур повітряних потоків з урахуванням необхідних заходів по захисту теплопередавальної поверхні від інеєутворення.

До вихідних даних, також як і для регенеративних утилізаторів, розглянутих вище, відносяться об'ємні витрати припливного і видалюваного повітря (V_i), температура точки роси видалюваного повітря ($t_{p.в1}$) і барометричний тиск навколишнього повітря (P_6).

За однією з методик розрахунки проводять в наступній послідовності.

1. Для вибраного за об'ємною витратою припливного або видалюваного повітря утилізатора з таблиць технічних характеристик визначають питомі площі теплообмінної поверхні (віднесені до одиниці об'єму) F_v м²/м³, площу живого перерізу для проходження повітря f_v , м²/м³, коефіцієнт оребрення ψ і еквівалентний діаметр каналів для проходження повітря $d_{екв}$, мм, після чого обчислюють живий переріз для проходження повітря f , м² і площу теплообмінної поверхні у потоці видалюваного F_v та припливного F_n повітря, м².

2. Визначають швидкості повітряних потоків, м/с

$$v_i = \frac{V_i}{3600 f_i}. \quad (4.27)$$

3. За таблицями фізичних властивостей при заданих відповідних початкових температурах повітряних потоків визначають теплопровідність λ_i , Вт/(м·К); кінематичну в'язкість ν_i , м²/с; критерій Прандтля Pr_i .

4. Визначають значення числа Рейнольдса

$$Re_i = v_i d_{екв} / \nu_i . \quad (4.28)$$

5. Визначають число Нуссельта для потоків припливного та видалюваного повітря $Nu_i = f(Re_i, Pr_i)$.

6. Визначають коефіцієнти тепловіддачі, Вт/(м²·К)

$$\alpha_i = Nu_i \lambda_i / d_{екв} . \quad (4.29)$$

7. Визначають коефіцієнт теплопередачі від видалюваного до припливного повітря при роботі утилізатора в «сухому» режимі

$$K = f(F_B, F_P, \alpha_B, \alpha_P), \quad (4.30)$$

а також у разі випадання вологи на поверхні, тобто в «мокрому» режимі

$$K_I = f(c_P, c_s, \alpha_B, \alpha_P), \quad (4.31)$$

де c_P і c_s - питома масова теплоємність вологого повітря і насиченого повітря при $\phi = 100\%$, кДж/(кг · К).

8. За формулою виду (4.22) визначають густину ρ_i , кг/м³, а за формулою (4.23) - масову витрату припливного та видалюваного повітря L_i , кг/с.

9. Розраховують безрозмірні параметри Fo' та W :

- наприклад, для «сухого режиму» $Fo' = f(K, F, L_B, c_P)$; $W = f(L_B, L_P, c_P)$.

10. За відповідними графіками визначають відносні перепади температур (відносні перепади ентальпій) $\theta = f(Fo', W)$.

11. Визначають температуру припливного повітря після теплоутилізатора, °С

$$t_{н2} = t_{н1} + \theta (t_{в1} - t_{н1})^\circ\text{C}. \quad (4.32)$$

12. Визначають кінцеву ентальпію видалюваного повітря після теплоутилізатора

$$h_{B2} = f(h_{B1}, t_{H2}, t_{H1}, L_B, L_P, c_P). \quad (4.33)$$

13. Розраховують температуру поверхні на вході припливного повітря в теплоутилізатор

$$t_{\text{пов}} = f(h_{B2}, t_{H1}, c_P, c_s, \alpha_B, \alpha_P). \quad (4.34)$$

Якщо отримана температура поверхні на вході припливного повітря вище $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, то конденсат, що випадає на поверхні теплообмінника, замерзати не буде.

Якщо величина $t_{\text{пов}}$ в інших умовах роботи теплоутилізатора буде менше $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, то необхідно передбачити заходи з попередження інеєутворення, для чого можуть застосовуватися попередній підігрів зовнішнього повітря, або його частини, обхід частини зовнішнього повітря і т. ін.

4.2.4. Теплоутилізатори з проміжним теплоносієм

Системи утилізації теплоти видалюваного повітря в рідинно-повітряних теплоутилізаторах з проміжним теплоносієм (СУПТ) складаються з теплоутилізаційних блоків (ТУБ), які розташовані в каналах видалюваного повітря і в припливних установках.

ТУБ в каналах видалюваного повітря комплектуються теплоутилізаторами - повітроохолоджувачами, а в каналах припливного повітря - теплоутилізаторами-повітронагрівниками. Всі ТУБ з'єднані трубопроводами в замкнутий циркуляційний контур, по якому за допомогою насоса переміщується проміжний теплоносій. Теплоносій при проходженні через ТУБ у потоці холодного зовнішнього повітря охолоджується, нагріваючи припливне повітря.

Найбільш поширеними є СУПТ з рекуперативними теплоутилізаторами, що використовують теплоту видалюваного з приміщень повітря систем загальнообмінної вентиляції і теплоту технологічних викидів. При утилізації теплоти низькотемпературного

повітря, як правило, не забезпечується необхідний нагрів припливного повітря. У цьому випадку необхідно підводити додаткову теплоту від первинного джерела теплоти (ТЕЦ, котельні), передбачаючи догрівання повітря в додаткових повітронагрівачах або додатковий підігрів проміжного теплоносія у водонагрівачі. У першому випадку системи мають назву СУПТ без підігріву проміжного теплоносія (рис. 4.11 а), а в другому випадку СУПТ з підігрівом проміжного теплоносія (рис. 4.11 б).

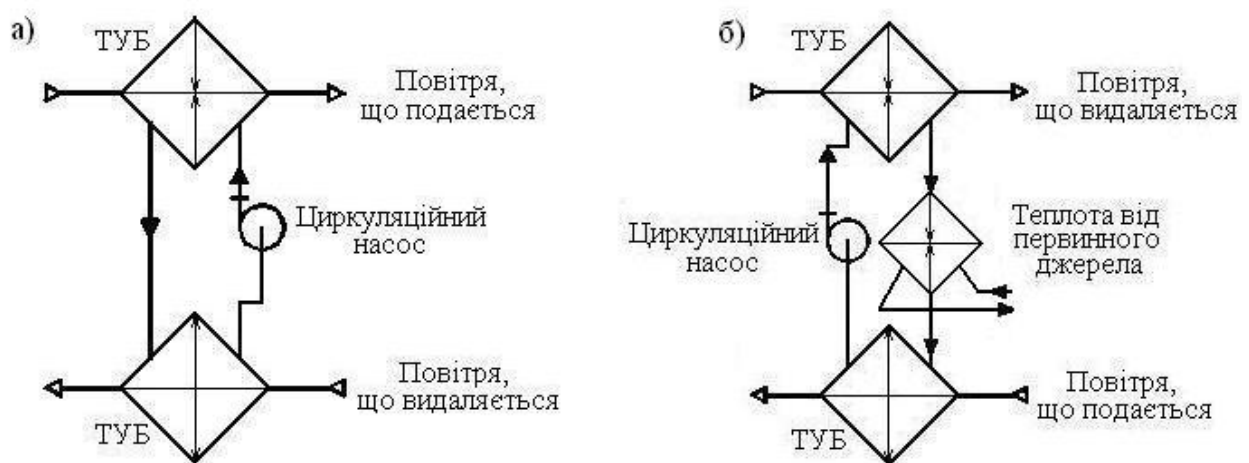


Рис. 4.11. Схеми систем утилізації з проміжним теплоносієм без підігріву (а) і з підігрівом (б)

Температурна ефективність СУПТ без підігріву на 10-20% вища, ніж СУПТ з підігрівом, але конструктивні рішення (внаслідок необхідності встановлення додаткових повітропідігрівачів, підмішуючих насосів і т. ін.) і автоматизація першої системи дещо складніша. Доцільність застосування однієї із систем визначається техніко-економічним співставленням.

В СУПТ в якості проміжного теплоносія можуть використовуватися вода або незамерзаючі розчини, які не містять активних речовин, що спричиняють корозію внутрішньої поверхні трубок, і задовольняють санітарно-гігієнічним вимогам.

В країнах далекого зарубіжжя широко використовуються водні розчини глюколів, є досвід використання водного розчину етиленгліколю і в країнах СНД. Можливо також використання водного розчину нітриту натрія.

Перспективним є застосування в якості проміжного теплоносія незамерзаючих рідин на основі розчинів хлористого кальцію і хлористого натрію. Вони задовільняють санітарно-гігієнічним вимогам, але доволі активні і в чистому вигляді спричиняють корозію внутрішніх поверхонь трубок теплообмінників. В той же час використання спеціальних антикорозійних присадок до розчинів $CaCl_2$ і $NaCl$ забезпечує можливість їх широкого застосування.

З незамерзаючих розчинів солей нині рекомендується застосовувати водний 27%-ний розчин $CaCl_2$ з інгібіторною добавкою, яка попереджує корозію трубопроводів, арматури і обладнання. В якості інгібіторної добавки рекомендується використовувати речовину НОЖ-2И в кількості 3% загальної маси розчину. Розчин хлористого кальцію з добавкою НОЖ-2И не спричиняє корозію чорних і кольорових металів, вибухо- і пожежобезпечний, має температуру замерзання мінус 45 °С, температуру кипіння 100 °С.

Теплоносій вибирається згідно з теплотехнічним розрахунком СУПТ за кінцевою температурою теплоносія $t_{\text{тн.пл}}$ після ТУБ припливних установок: при $t_{\text{тн.пл}} \leq 7$ °С беруть незамерзаючий розчин $CaCl_2$, при $t_{\text{тн.пл}} > 7$ °С – воду.

У якості теплоутилізаторів в СУПТ можуть використовуватися повітрянагрівачі центральних кондиціонерів КТЦЗ (ПН), калорифери біметалічні зі спірально накатним оребренням типу КСк (рис.4.12), калорифери пластинчасті середньої і великої моделей відповідно КВС і КВБ. Тип теплоутилізатора визначається згідно з техніко-економічним

співставленням ТУБ, які комплектуються теплоутилізаторами різних типів і різної глибини (кількість рядів трубок за напрямком руху повітря).

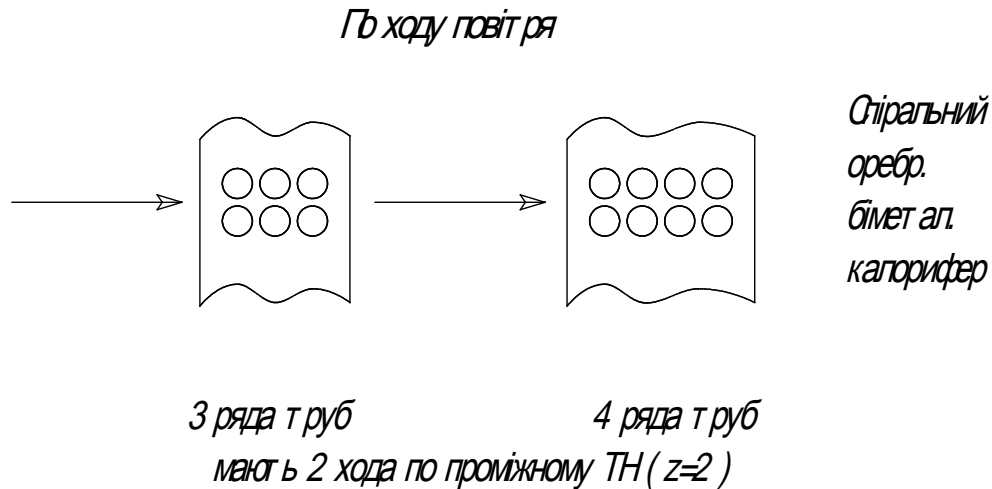


Рис. 4.12. Калорифери типу КсК3, КсК4

Методика розрахунків теплоутилізаторів з проміжним теплоносієм

Вихідні дані (як і в попередніх розрахунках утилізаторів інших типів):

- населений пункт;
- вид вентиляції (з обмеженням, без обмеження);
- об'ємні витрати видалюваного V_{vi} і припливного повітря V_{pi} , м³/год;
- початкові параметри видалюваного повітря: температура t_{v1} , °С; відносна вологість ϕ_{vi} , %; ентальпія h_{v1i} , кДж/кг;
- кінцеві температури припливного повітря t_{n2i} , °С.

Визначити: технічні характеристики ТУБ, вид теплоносія, масову витрату теплоносія $G_{тн}$, кінцеву температуру витяжного повітря t_{v2} , температуру проміжного теплоносія після ТУБ припливних $t_{тн.к1}$ і витяжних $t_{тн.к2}$ установок, фактичний потік утилізованої теплоти $Q_{ут}$ і витрати теплоти на додатковий нагрів припливного повітря (для схеми без підігріву теплоносія) або витрати теплоти на нагрів проміжного теплоносія (в схемі з підігрівом теплоносія) $Q_{д}$.

Послідовність розрахунків:

1. За заданим населеним пунктом з довідкових таблиць визначають температуру зовнішнього повітря у холодний період року $t_{н1}$ (беруть за параметрами Б для вентиляції без обмеження і за параметрами А для вентиляції з обмеженням); продовжуваність опалювального періоду n_o , діб, середню температуру опалювального періоду $t_{ср.о}$, °С.

2. За формулою (4.10) визначають густину видалюваного і припливного повітря при їх початкових температурах - ρ_i , кг/м³.

3. За формулою (4.11) визначають масові витрати припливного і видалюваного повітря L_i , кг/с.

Подальший розрахунок розглянемо при використанні в якості утилізаторів калориферів

4. Беруть масову швидкість руху повітря у фронтальному перерізі $(\rho v)_\phi$ в інтервалі 1...6 кг/(с·м²) (практично 3-4 кг/(с·м²)) і визначають орієнтовну площу фронтального перерізу для проходження повітря, м²

$$f_1 = L / (\rho v)_\phi \quad (4.35)$$

5. За орієнтовною площею фронтального перерізу за таблицями технічних характеристик вибирають один або декілька калориферів відповідного номеру, встановлених паралельно руху повітря. Калорифери в установці мають бути одного типу і номеру, а їх кількість – мінімальною.

Виписують технічні характеристики вибраного калорифера: дійсну площу фронтального перерізу за напрямком руху повітря f_d , м²; дійсну площу поверхні нагрівання F_d , м²; площу живого перетину за напрямком руху теплоносія f_t , м².

6. Обчислюють кількість рядів трубок в ТУБ по глибині n_1 , яка залежить від ступеня суворості зовнішнього клімату в холодний період року, що визначається параметром τ , °С · год/рік

$$\tau = t_{ср.о} n_o z_b \quad (4.36)$$

де z_b – число годин роботи вентиляції за добу (беруть 24 год при вентиляції без обмеження і 16 год – при вентиляції з обмеженням).

При $\tau > - 5000$ °С · год/рік величина $n_1 = 8 - 9$ рядів трубок;

при $- 5000 \geq \tau \geq - 26000$ °С · год/рік величина $n_1 = 10 - 12$ рядів трубок;

при $\tau < - 26000$ °С · год/рік величина $n_1 = 16$ рядів трубок.

7. З урахуванням масових витрат повітряних потоків визначають початкові середньозважені параметри витяжного повітря (температуру $\overline{t_{в1}}$; відносну вологість $\overline{\phi_{в1}}$; ентальпію $\overline{h_{в1}}$); початкову середньозважену температуру припливного повітря $\overline{t_{н1}}$ і кінцеву середньозважену температуру припливного повітря $\overline{t_{н2}}$.

8. Визначають середню температуру двох повітряних потоків

$$t_{cp} = 0,5(\overline{t_{в1}} + \overline{t_{н1}}). \quad (4.37)$$

За цією температурою вибирають вид теплоносія: якщо $t_{cp} < 12$ °С, то беруть водний розчин хлористого кальцію; якщо $t_{cp} > 12$ °С, то беруть воду.

9. Визначають оптимальне відношення водяних еквівалентів потоків повітря і теплоносія для ТУБ припливних установок $W_{п} = f(\Sigma L_{п}, \Sigma L_{в}, \overline{\phi_{\hat{a}1}})$, де $\Sigma L_{п}$ і $\Sigma L_{в}$ - сумарні масові витрати припливного і видалюваного повітря відповідно, кг/с.

10. Визначають витрати теплоносія в системі $G_{тн}$, а також витрати теплоносія для кожної припливної $G_{тн.п}^i$ і витяжної установки $G_{тн.в}^i$ за наступними формулами:

$$G_{тн} = \frac{\sum L_{фп}}{W_{фтн}}, \quad (4.38)$$

$$G_{\text{of}}^3 = \frac{L^i G_{\text{of}}^i}{\sum L^i} \quad (4.39)$$

де $c_{\text{п}}$ і $c_{\text{тн}}$ – питома масова теплоємність повітря і теплоносія, Дж/(кг·К); L^i і $\sum L$ – масова витрата повітря однією припливною установкою і загальна витрата всіх припливних установок, або масова витрата однією витяжною установкою і загальна витрата всіх витяжних установок, кг/с.

11. Визначають швидкість руху теплоносія в трубках теплоутилізаторів кожної припливної $\omega_{\text{п}}^i$ і витяжної $\omega_{\text{в}}^i$ установки, м/с

$$\omega_{\text{тн}}^i = \frac{G_{\text{тн}}^i}{f_{\text{т}}^i \rho_{\text{тн}}}; \quad (4.40)$$

12. Визначають масову швидкість руху повітря в фронтальному перетині кожної припливної $(\rho\nu)_{\text{ф.п}}^i$ і витяжної $(\rho\nu)_{\text{ф.в}}^i$ установки, кг/(с·м²)

$$(\rho\nu)_{\text{ф}}^i = \frac{L^i}{f_{\text{ф}}^i}; \quad (4.41)$$

13. Визначають коефіцієнти теплопередачі для кожної припливної і витяжної установки $K^i = f(\omega_{\text{тн}}^i, (\rho\nu)_{\text{ф}}^i)$ Вт/(м²·К).

14. Визначають безрозмірний параметр для кожного ТУБ припливної $Fo_{\text{п}}^i$ і витяжної установки $Fo_{\text{в}}^i$

$$Fo^i = \frac{K^i F^i}{L^i c_{\text{п}}}, \quad (4.42)$$

де F^i – площа поверхні нагрівання кожної припливної і витяжної установки, м².

15. Визначають відношення водяних еквівалентів потоків повітря і теплоносія для ТУБ витяжних установок

$$W_B = \frac{\sum L_{\text{БП}}}{G_{\text{ГН}}}, \quad (4.43)$$

16. За довідковими таблицями визначають відносні перепади температур для кожної припливної установки $\eta_{\text{тп}}^i = f(\text{Fo}^i, W_{\text{п}})$ і для кожної витяжної установки $\eta_{\text{тв}}^i = f(\text{Fo}_B^i, W_B)$, загальні відносні перепади температур для умовної витяжної та припливної установок відповідно $\eta_{\text{тв}}^{(n)}$ і $\eta_{\text{тп}}^{(m)}$, а потім середній загальний відносний перепад температур для системи утилізації

$$\bar{\eta}_T = 0,5(\eta_{\text{тв}}^{(n)} + \eta_{\text{тп}}^{(m)}). \quad (4.44)$$

17. Визначають середню кінцеву температуру припливного повітря після припливних ТУБ

$$\bar{t}_{\text{н2}}^{\text{ут}} = \bar{t}_{\text{н1}} + \bar{\eta}_T(\bar{t}_{\text{в1}} - \bar{t}_{\text{н1}}), \quad (4.45)$$

18. Визначають середню температуру проміжного теплоносія після ТУБ витяжних установок

$$\bar{t}_{\text{тн.к2}} = \bar{t}_{\text{н1}} + \frac{\bar{t}_{\text{н2}} - \bar{t}_{\text{н1}}}{\bar{\eta}_T}, \quad (4.46)$$

19. Визначають середню температуру проміжного теплоносія після ТУБ припливних установок

$$\bar{t}_{\text{тн.к1}} = \bar{t}_{\text{тн.к2}} - W_{\text{п}}(\bar{t}_{\text{н2}} - \bar{t}_{\text{н1}}), \quad (4.47)$$

20. Уточнюють вид теплоносія: при $\bar{t}_{\text{тн.к1}} > 7 \text{ } ^\circ\text{C}$ беруть воду, при $\bar{t}_{\text{тн.к1}} \leq 7 \text{ } ^\circ\text{C}$ - незамерзаючі розчини солей. Якщо вибір теплоносія, проведений у п. 8 є невірним, то розрахунок повторюється для іншого теплоносія.

21. Визначають потік утилізованої теплоти в розрахунковому режимі, Вт

$$Q_{\text{ут}} = \sum L_{\text{п}} \bar{\eta}_T (\bar{t}_{\text{в1}} - \bar{t}_{\text{н1}}), \quad (4.48)$$

22. Визначають потік теплоти, необхідний для додаткового підігріву припливного повітря від первинного джерела теплоти, Вт

$$Q_d \in \Sigma L_{\text{п}} (\bar{t}_{\text{н2}} - \bar{t}_{\text{н2}}^{\text{ут}}) \quad (4.49)$$

23. Визначають середню ентальпію видалюваного повітря після ТУБ витяжних установок

$$\bar{h}_{\text{в2}} = \bar{h}_{\text{в1}} - \frac{\Sigma L_{\text{фп}} (\bar{t}_{\text{н2}}^{\text{ут}} - \bar{t}_{\text{н1}})}{\Sigma L_{\text{в}}} \quad (4.50)$$

24. За допомогою $h-d$ діаграми за величиною $\bar{h}_{\text{в2}}$ і $\varphi_{\text{в2}} = 100\%$ визначають середні кінцеву температуру $\bar{t}_{\text{в2}}$ і вологовміст $\bar{d}_{\text{в2}}$ видалюваного повітря після ТУБ витяжних установок.

25. Температуру проміжного теплоносія $t_{\text{тн.п1}}$ на вході в ТУБ припливних установок визначають з урахуванням нагріву теплоносія в трубопроводах циркуляційного контуру, але допускається брати $t_{\text{тн.п1}} = \bar{t}_{\text{тн.к2}}$.

При $t_{\text{от.і1}} \leq 0$ °С визначають критичну температуру зовнішнього повітря $\bar{t}_{\text{к}}$, нижче якої починається обмерзання поверхні ТУБ витяжних установок

$$t_{\text{к}} = f(\bar{h}_{\text{в1}}, \bar{t}_{\text{в1}}, \psi, \bar{\alpha}_{\text{зв}}, \bar{\alpha}_{\text{вн.в}}, \bar{\eta}_{\text{т}}, c_{\text{п}}, \Sigma L_{\text{п}}, \Sigma L_{\text{в}}, W_{\text{п}}), \quad (4.51)$$

де ψ – коефіцієнт обмерзання: беруть для КСк3 і КСк4 $\psi = 16,48$; для КВСБ і КВББ $\psi = 15,82$ для ПН $\psi = 11,0$; $\bar{\alpha}_{\text{зв}}$ і $\bar{\alpha}_{\text{вн.в}}$ – середні коефіцієнти зовнішнього і внутрішнього теплообміну, Вт/(м² ·К), визначають за довідковими даними при середніх масовій швидкості повітря $(\bar{\rho v})_{\text{ф.в}}$ і швидкості теплоносія $\bar{\omega}_{\text{тн.в}}$ витяжних установок відповідно.

Якщо $\bar{t}_{\text{к}} \leq t_{\text{н1}}^{\text{п}}$ у холодний період року, то необхідно передбачити захист від обмерзання ТУБ.

4.2.5. Теплоутилізатори на базі теплових труб

Теплоутилізатори на базі теплових труб для утилізації теплоти вентиляційних викидів випускаються повітропродуктивністю 2,5 і 10 тис. м³/год.

Теплоутилізатор являє собою апарат, що складаються з каркасу, камери, дев'яти теплообмінників, чотирьох м'яких вставок, сепаратора, трьох електроприводів (рис. 4.13).

Рис.4.13. Теплоутилізатор на теплових трубах (габаритні розміри надані для теплоутилізатора повітропродуктивністю 10 тис.м³/год):
1-стійка; 2-м'які вставки; 3-теплообмінник із теплових труб; 4-камера; 5 – патрубок для відведення повітря; 6 - сепаратор; 7 – дренажний патрубок; 8-патрубок припливного повітря; 9-теплові труби

До каркасу на нерухомих горизонтальних осях прикріплюються рами м'яких вставок, на яких встановлюються по 3 трьохрядні (продуктивність утилізатора 2,5 тис.м³/год) або чотирьохрядні (продуктивність утилізатора 10 тис. м³/год) теплообмінники в ряд, кількість яких за напрямком руху повітря дорівнює 3.

Камера, яка встановлена на нижній частині каркасу і перегороджена усередині на дві частини, має патрубки припливного і видаляемого повітря. На вихідному патрубку видалюваного повітря монтується сепаратор.

Камера з'єднана з теплообмінниками м'якими вставками, що забезпечує можливість повороту теплообмінників відносно горизонтальних осей в одне з двох крайніх положень. Поворот теплообмінників здійснюється за рядами за допомогою електроприводів (на рис. 4.13 не показані).

Теплообмінники виготовляються з теплових труб (двофазних термосифонів), які заповнені легкокиплячою рідиною (хладон 22); після заповнення хладоном на спеціальних установках труби герметизуються.

М'які вставки виконані у вигляді окремих рукавів для припливного і видалюваного повітря, по яких через одну половину теплообмінників з теплових труб (зона випаровування) проходить видалюване повітря, що охолоджується, а через другу (зона конденсації) – припливне повітря, що нагрівається.

Робочим положенням рядів теплообмінників є нахилення біля 5° в сторону охолоджуваного (видалюваного) повітря (рис. 4.14), неробочим – горизонтальне положення (рис. 4.15).

При виконанні розрахунків теплоутилізаторів основним завданням є визначення кінцевих параметрів припливного і видаляемого повітря, аеродинамічного опору за кожним з потоків.

До вихідних даних, також як і при розрахунку інших теплоутилізаторів, відносяться об'ємні витрати припливного і видаляемого повітря, а також їх

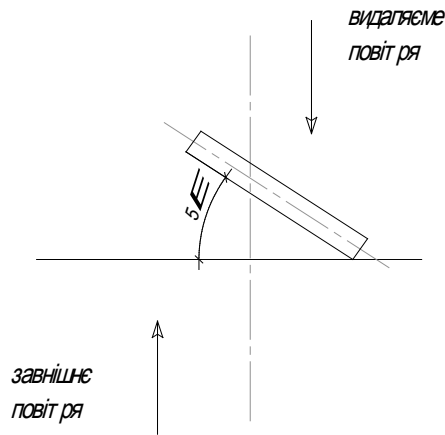


Рис. 4.14. Робоче положення теплових труб

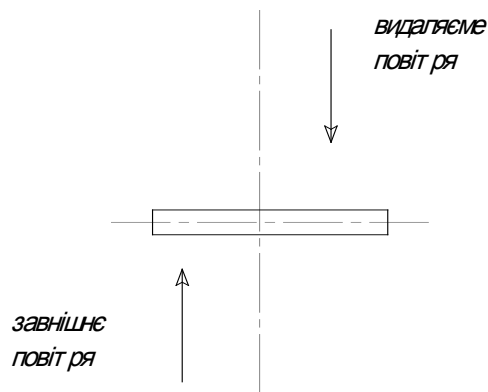


Рис. 4.15. Неробоче положення теплових труб

початкові параметри (температури, вологовміст).

Згідно зі спрощеною методикою за заданими об'ємними витратами повітря вибирають тип та кількість теплоутилізаторів, для яких з довідкових таблиць визначають фронтальний переріз f_{ϕ} , m^2 , і інші технічні характеристики.

- За формулою (4.22) визначають густину повітря ρ_i , за формулою (4.23) масові витрати припливного і видаляємого повітря L_i , а за формулою (4.24) – масові швидкості у фронтальному перетині $(\rho v_{\phi})_i$.

- Коефіцієнт температурної ефективності при роботі утилізаторів в «сухому» режимі при однакових витратах видалюваного і припливного повітря (при роботі всієї теплопередаючої поверхні) визначають за залежністю

$$\eta_{ii} = A(\rho v_{\phi})^n, \quad (4.52)$$

де A , n – постійні коефіцієнти, визначають у залежності від типу утилізатора за довідковими таблицями.

В процесі експлуатації утилізаторів з метою регулювання теплопродуктивності частина теплопередавальної поверхні може виводитися з робочого стану (за допомогою повороту одного або двох рядів теплообмінників), при цьому коефіцієнт температурної ефективності працюючої частини теплопередавальної поверхні визначається за формулою

$$\eta'_{ii} = \frac{n_p \eta_{ii}}{3(1 - \eta_{ii}) + n_p \eta_{ii}}, \quad (4.53)$$

де $n_p=1,2$ – кількість рядів теплообмінників, що знаходяться у робочому положенні.

- За формулами (4.21a) і (4.21б) визначають кінцеві температури видалюваного ($t_{в2}$) та припливного ($t_{н2}$) повітря відповідно.

- При неоднакових витратах потоків повітря η_{t^3} визначають за спеціальними залежностями з урахуванням числа одиниць переносу теплоти для кожного з повітряних потоків $N_{п}$ і $N_{в}$.

В літературі також наведені залежності для теплотехнічного розрахунку теплоутилізаторів і для режиму з випаренням вологи на теплопередавальних поверхнях.

- Аеродинамічні опори теплоутилізаторів за напрямком руху припливного і видалюваного повітря при роботі в «сухому» режимі, Pa , визначають за наступними залежностями

$$\Delta P_{\text{п}} = B(\rho v_{\phi})_i^m; \quad (4.54)$$

$$\Delta P_{\text{в}} = B(\rho v_{\phi})_i^m + C(\rho v_{\phi})_i^2, \quad (4.55)$$

де B , m , C – постійні коефіцієнти, які визначають за довідковими таблицями у залежності від типу утилізатора.

Перевагою теплоутилізаторів на базі теплових труб є можливість захисту теплопередавальної поверхні від інеєутворення без застосування додаткових пристроїв.

При від’ємних температурах зовнішнього повітря і наявності випадення вологи на теплопередавальній поверхні в місці входу зовнішнього повітря можливий процес інеєутворення. Коли шар інею перевищує допустимі обмеження, наприклад, які встановлюються за максимумом аеродинамічного опору в тракті видаляемого повітря або мінімуму кінцевої температури припливного повітря, перший (за напрямком руху припливного повітря) ряд теплообмінників виводиться в неробоче положення. Іней, що утворився на поверхні цих теплообмінників, відтанює під дією теплого видалюваного повітря початкових кондицій. Після відтанення інею виведений в горизонтальне положення ряд теплообмінників повертається у робоче положення. При необхідності можливе послідовне відключення більшої кількості рядів теплообмінників.

Можливість порядного виведення теплообмінників з робочого положення дозволяє також здійснювати ступеневе регулювання теплопродуктивності без зниження витрат повітря через теплоутилізатор.

4.2.6. Кондиціонери – теплоутилізатори

Нині відмічається тенденція по агрегатизації теплоутилізаторів з іншим повіротехнічним обладнанням. Воно, зокрема, знайшло відображення у конструкції серійних кондиціонерів КТЦ 3 (базові схеми 8 і 9) – рис.4.16. Випускаються утилізатори такої ж продуктивності, як і основні центральні кондиціонери КТЦ 3: 10; 20; 31,5; 40; 63; 80; 125; 160; 200; 250 тис. м³/год.

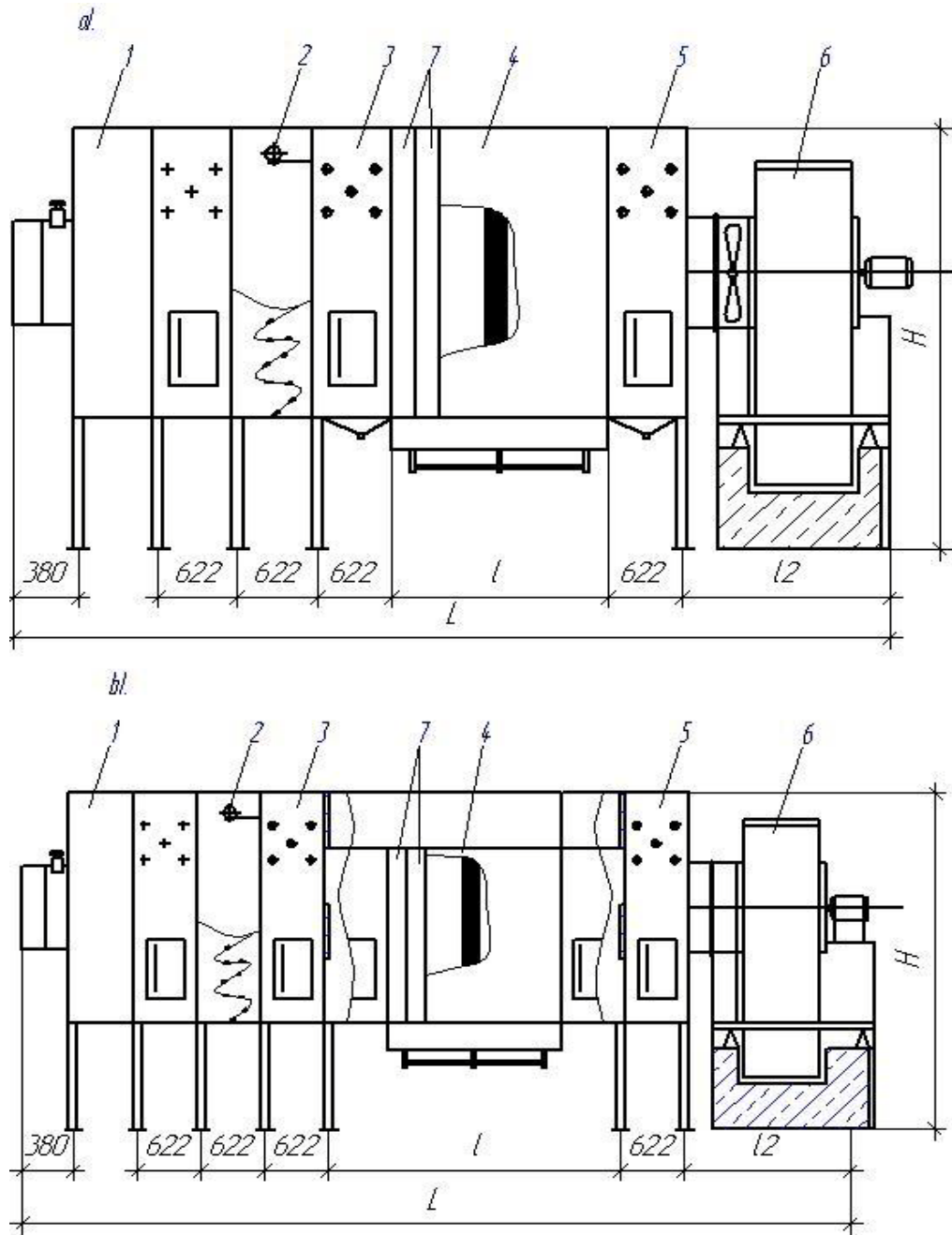


Рис.4.16. Кондиціонери-теплоутилізатори типу КТЦЗ:
 а-базова схема 8;б-базова схема 9;
 1-блок приймальний;2-фільтр повітряний;3-камера обслуговування;
 4-блок утилізації;5-блок приєднувальний;6-агрегат вентиляторний;
 7-базові теплообмінники.

Кондиціонер – теплоутилізатор являє витяжний агрегат, що призначений для роботи в СКП і В спільно з центральним кондиціонером КТЦЗ.

Утилізація теплоти вентиляційних викидів основана на використанні системи з проміжним теплоносієм, який нагрівається в утилізаторі за рахунок охолодження видалюваного повітря і охолоджується в центральному кондиціонері, нагріваючи в повітронагрівачі першого підігріву припливне повітря.

Кондиціонери – утилізатори містять вентиляторний агрегат, приєднувальний блок, камери обслуговування, повітряний фільтр і вузли теплоутилізації.

Вузол теплоутилізації складається з корпусу, підставки, піддону, каплевловлювача і групи базових теплообмінників, які циркуляційним трубопроводом з'єднуються з відповідними теплообмінниками – повітронагрівачами центрального кондиціонера КТЦ 3, що розташований у тракті припливного повітря.

Базові теплообмінники, також як і для центральних кондиціонерів, випускаються 1-метровими, 1,25-метровими, 1,5-метровими і 2-метровими з 1 і 2 рядами трубок у напрямку руху повітря. Нагрівальні елементи виконані з оцинкованих сталевих трубок діаметром 22x2 мм, зовнішню поверхню яких оребрено спіральнавітою алюмінієвою стрічкою.

Кількість базових теплообмінників в повітронагрівачі (ПН) залежить від типорозміру кондиціонера.

Принципова схема утилізації з кондиціонером-утилізатором наведена на рис. 4.17.

При розрахунках систем кондиціонування повітря за визначеними витратами повітря поряд з вибраними центральними кондиціонерами вибирають аналогічні кондиціонери – утилізатори, для кожного з яких приймається типовий повітронагрівач з відповідною кількістю базових теплообмінників. З таблиць технічних характеристик виписують площу фронтального перерізу за напрямком руху повітря, площу тепловіддавальної поверхні і площу живого перетину течії теплоносія.

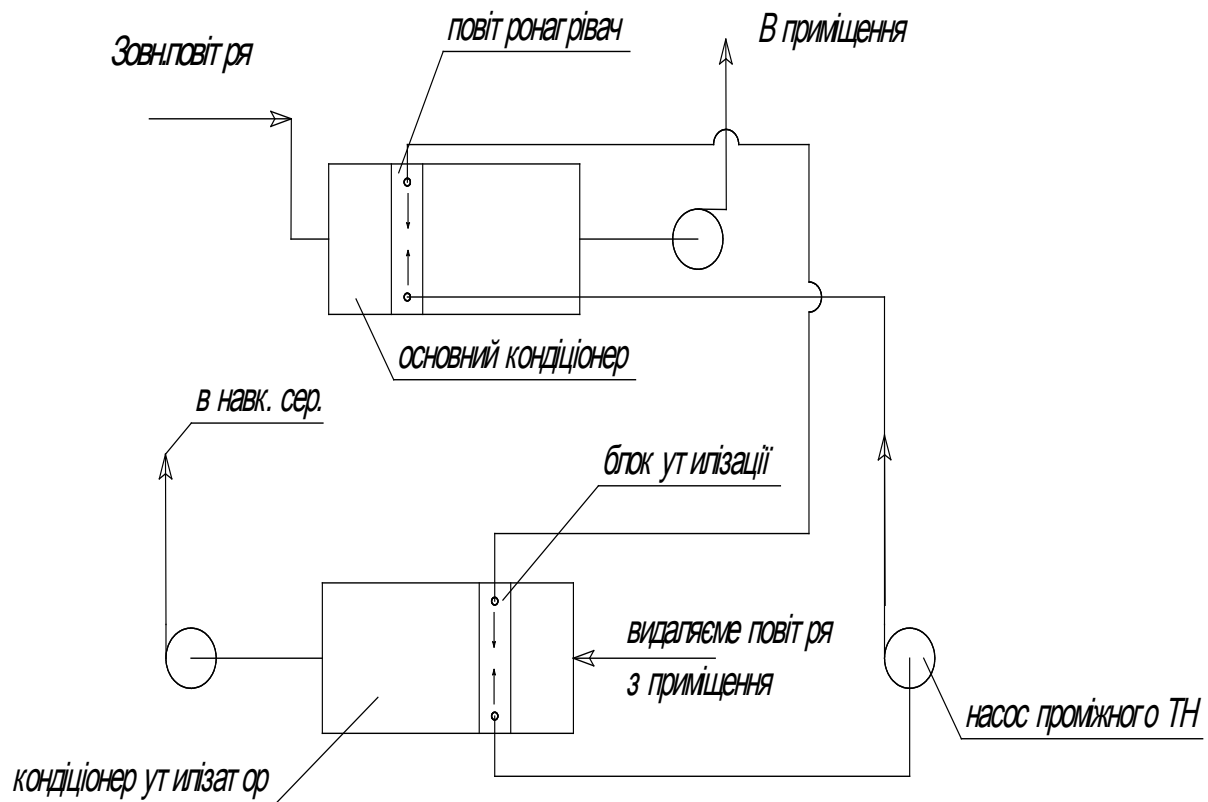


Рис. 4.17. Принципова схема утилізації з кондиціонером-утилізатором

Подальший розрахунок виконують за методикою, наведеною вище для теплоутилізаторів з проміжним теплоносієм.