

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

**Боженко М.Ф.**

**ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ  
ТА СПОЖИВАЧІ ТЕПЛОТИ**

**Т е к с т л е к ц і ї**

для студентів напрямку підготовки 6.050601 «Теплоенергетика»

*Рекомендовано Методичною радою НТУУ “КПІ”*

Київ  
НТУУ «КПІ»  
2010

Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Текст лекцій для студентів напряму підготовки 6.050601 "Теплоенергетика" / Автор М.Ф. Боженко. – К.: НТУУ «КПІ», 2010. - 256 с.

*Гриф надано Методичною радою НТУУ "КПІ"  
(Протокол № 8 від 15.04.2010 р.)*

Навчальне видання

## ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ТА СПОЖИВАЧІ ТЕПЛОТИ

Текст лекцій  
для студентів напряму підготовки 6.050601 "Теплоенергетика"

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

Відповідальний редактор *М.К. Безродний*, д-р техн. наук, проф.

Рецензенти: *В. І. Лозбін*, д-р техн. наук, проф., Національний університет водного господарства та природокористування  
*В. І. Павелко*, канд. техн. наук, проф., Національний університет харчових технологій

## ЗМІСТ

Програма дисципліни . . . . .	6
Вступ . . . . .	10
Частина перша. Споживачі теплоти на промислових підприємствах та в житлово-комунальному секторі . . . . .	11
Розділ 1. Розрахунки теплових навантажень споживачів для проектування джерела теплопостачання . . . . .	11
1.1. Витрати теплоти на опалення . . . . .	11
1.2. Витрати теплоти на вентиляцію . . . . .	21
1.3 Витрати теплоти на гаряче водопостачання (ГВП) . . . . .	23
1.4 Витрати теплоти на технологічні потреби . . . . .	26
Розділ 2. Теоретичні основи опалювально-вентиляційної техніки. . . . .	33
2.1. Термодинамічні характеристики атмосферного повітря . . . . .	33
2.2. Процеси змішування повітря. Промені процесів . . . . .	46
2.3. Розрахунки надходжень теплоти та вологи до приміщень . . . . .	58
2.3.1. Надходження теплоти від механічного обладнання . . . . .	60
2.3.2. Надходження теплоти від нагрітих поверхонь теплообмінників . . . . .	60
2.3.3. Надходження теплоти від електричного освітлення . . . . .	60
2.3.4. Надходження теплоти з інфільтраційним повітрям . . . . .	61
2.3.5. Надходження теплоти та вологи від людей . . . . .	61
2.3.6. Надходження теплоти від сонячної радіації . . . . .	61
2.3.7. Надходження вологи у приміщення . . . . .	62
2.3.8. Надходження шкідливих газів, парів та пилу у приміщення . . . . .	63
Розділ 3. Системи механічної вентиляції . . . . .	64
3.1. Загальні відомості . . . . .	64
3.2. Схема загальнообмінної припливно-витяжної механічної вентиляції . . . . .	65
3.3. Вибір розрахункових параметрів зовнішнього і внутрішнього повітря . . . . .	67
3.4. Способи розрахунку повітрообміну приміщень . . . . .	68

3.5. Розрахунки та вибір обладнання системи механічної вентиляції . . .	82
3.5.1. Повітряні фільтри . . . . .	82
3.5.2. Калорифери . . . . .	86
3.5.3. Аеродинамічний розрахунок повітропроводів. Вибір вентиляторів для переміщення повітря . . . . .	91
3.5.4. Повітрозабірні пристрої. Витяжні камери . . . . .	98
Розділ 4. Системи і установки кондиціювання повітря . . . . .	100
4.1. Основні поняття про кондиціювання повітря . . . . .	100
4.2. Методи охолодження і нагрівання, осушки та зволоження повітря, що використовуються в техніці кондиціювання . . . . .	101
4.3. Класифікація систем кондиціювання повітря . . . . .	107
4.4. Центральні системи кондиціювання повітря . . . . .	109
4.4.1. Принципова система системи кондиціювання повітря з центральним кондиціонером КТЦ-3м . . . . .	110
4.4.2. Розрахунки деяких схем оброблення повітря з центральними кондиціонерами . . . . .	113
4.4.3. Характеристика та вибір обладнання центральних кондиціонерів . . . . .	128
4.5. Місцеві системи кондиціювання повітря . . . . .	141
4.5.1. Автономні кондиціонери . . . . .	141
4.5.2. Неавтономні кондиціонери . . . . .	145
Розділ 5. Системи опалення . . . . .	150
5.1. Загальна характеристика систем опалення . . . . .	150
5.2. Характеристика теплоносіїв та область застосування систем опалення . . . . .	151
5.3. Водяні системи опалення . . . . .	154
5.3.1. Схеми систем водяного опалення . . . . .	154
5.3.2. Теплопостачання систем водяного опалення з вимушеною циркуляцією . . . . .	161
5.3.3. Методика гідравлічного розрахунку систем водяного опалення .	164

5.3.4. Вибір нагрівальних приладів систем водяного опалення . . . . .	168
5.4. Системи парового опалення . . . . .	171
5.4.1. Системи парового опалення низького тиску . . . . .	173
5.4.2. Системи парового опалення високого тиску . . . . .	178
Частина друга. Джерела теплопостачання . . . . .	181
Розділ 6. Котельні для систем централізованого теплопостачання . . . . .	181
6.1. Класифікація котелень . . . . .	181
6.2. Загальні відомості про теплові схеми котелень . . . . .	184
6.3. Принципові теплові схеми котелень . . . . .	185
6.3.1 Парові котельні . . . . .	185
6.3.2. Водогрійні котельні . . . . .	193
6.3.3. Пароводогрійні котельні . . . . .	198
6.4. Методика розрахунку теплових схем котелень . . . . .	200
6.5. Розрахунки та вибір основного і допоміжного обладнання котелень . . . . .	213
6.5.1. Вибір типу, кількості та потужності котлів . . . . .	213
6.5.2. Вибір насосів . . . . .	217
6.5.3. Підготовка води в котельнях . . . . .	221
6.5.4. Вибір теплообмінників . . . . .	227
6.5.5. Розрахунки та вибір трубопроводів в котельнях . . . . .	229
6.6. Паливостачання котелень . . . . .	232
6.6.1. Газопостачання котелень . . . . .	232
6.6.2. Мазутопостачання котелень . . . . .	235
6.6.3. Спалювання твердого палива в котельнях . . . . .	243
6.7. Показники роботи котелень . . . . .	250
6.7.1. Енергетичні показники роботи котелень . . . . .	250
6.7.2. Економічні показники . . . . .	254
6.7.3. Режимні показники . . . . .	255

## ПРОГРАМА ДИСЦИПЛІНИ

### **Вступ.**

Характеристика системи теплопостачання та її складових частин: джерело теплопостачання, теплові мережі, споживачі теплоти.

Призначення дисципліни та її взаємозв'язок з іншими дисциплінами. Нові підходи до організації теплопостачання споживачів теплоти.

**Частина перша. Споживачі теплоти на промислових підприємствах та в житлово-комунальному секторі.**

**Розділ 1. Розрахунки теплових навантажень споживачів теплоти для проектування джерела теплопостачання.**

Розрахунки витрат теплоти на опалення: максимальна, середня, річна. Максимальні витрати теплоти: точний метод за тепловими втратами та наближений за збільшеними показниками. Розрахунки витрат теплоти на вентиляцію: максимальна, середня та річна.

Розрахунки витрат теплоти на гаряче водопостачання: середня за опалювальний період для житлових та громадських будівель; максимальна за опалювальний період для промислових підприємств; середня за теплий період; річна.

Розрахунки витрат теплоти на технологічні процеси при використанні пари та гарячої води: максимальна та річна.

**Розділ 2. Теоретичні основи опалювально-вентиляційної техніки.**

***Тема 2.1. Термодинамічні властивості атмосферного повітря.***

Розрахункові формули для визначення основних термодинамічних характеристик атмосферного повітря.

Побудова  $h-d$  діаграми вологого повітря.

***Тема 2.2. Процеси змішування повітря.***

Рівняння змішування. Зображення в  $h-d$  діаграмі процесів змішування повітря різноманітних станів.

Промені процесів. Характерні випадки зміни стану повітря та їх зображення в  $h-d$  діаграмі.

***Тема 2.3. Надходження теплоти та вологи в приміщення.***

“Явна” та “прихована” теплота, способи їх розрахунків. Розрахунки надходження теплоти та вологи від людей. Розрахунки надходжень теплоти від сонячної радіації. Розрахунки надходжень теплоти від механічного обладнання, поверхонь теплообмінного обладнання, з інфільтраційним повітрям. Розрахунки надходжень вологи в приміщення. Надходження шкідливих газів, парів та пилу в приміщення.

**Розділ 3. Системи механічної вентиляції.**

**Тема 3.1. Загальні відомості про вентиляцію.**

Основні види вентиляції.

Схема загальнообмінної припливно-витяжної вентиляції. Характеристика обладнання. Розрахункові параметри зовнішнього та внутрішнього повітря.

***Тема 3.2. Методи розрахунків повітрообміну приміщень.***

Розрахунки повітрообміну для приміщень з надходженнями теплоти та вологи. Тепловий баланс приміщення. Матеріальний баланс за вологою. Розрахунки для теплого та холодного періодів. Визначення витрат теплоти на нагрів повітря в

калорифері.

Графічний розрахунок повітрообміну в промислових цехах (надходження теплоти та вологи) при подачі повітря в робочу зону і видаленні з верхньої зони для теплого та холодного періодів року. Розрахунки повітрообміну для приміщень з надходженнями шкідливих газів та пилу. Розрахунки повітрообміну за нормативною кратністю.

### ***Тема 3.3. Розрахунки та вибір обладнання систем механічної вентиляції.***

Фільтри для очищення повітря від пилу. Класифікація. Конструкції. Показники роботи.

Калорифери для нагрівання повітря. Загальна характеристика. Методика розрахунку та вибору.

Аеродинамічний розрахунок повітропроводів. Вибір вентиляторів для переміщення повітря та електродвигунів для них.

## **Розділ 4. Системи та установки кондиціювання повітря.**

### ***Тема 4.1. Загальні відомості про системи кондиціювання повітря.***

Необхідність кондиціювання. Визначення. Процеси обробки повітря для теплого та холодного періодів року.

Методи охолодження та нагрівання, осушки та зволоження повітря, що використовуються в техніці кондиціювання. Класифікація систем кондиціювання повітря. Принципіальна схема системи кондиціювання повітря з центральним кондиціонером.

### ***Тема 4.2. Основні схеми оброблення повітря в центральних системах кондиціювання повітря. Побудова в $h-d$ -діаграмі процесів зміни стану повітря. Розрахунки.***

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього та внутрішнього повітря.

Адіабатне зволоження повітря в теплий період (неповне кондиціювання) - прямоточна схема: розрахунки схеми за допомогою  $h-d$  діаграми.

Охолодження та осушка повітря в теплий період року (повне кондиціювання) – схема з першою рециркуляцією: розрахунки схеми за допомогою  $h-d$  діаграми.

Схема з першою рециркуляцією обробки повітря в холодний період року - підмішування рециркуляційного повітря після повітрянагрівача першого підігріву: розрахунки схеми за допомогою  $h-d$  діаграми.

*Завдання на СРС:* Схема з байпасом адіабатного зволоження повітря в теплий період року. Прямоточна схема і схема з першою та другою рециркуляцією в теплий період року при повному кондиціюванні.

Прямоточна схема, схема з першою рециркуляцією (підмішування рециркуляційного повітря до повітрянагрівача першого підігріву) і схема з першою та другою рециркуляцією для холодного періоду року.

### ***Тема 4.3. Характеристика та вибір обладнання центральних кондиціонерів.***

Фільтри для очищення повітря.

Повітрянагрівачі першого та другого підігріву. Методика розрахунків та вибору.

Зрошувальні камери. Характеристика обладнання - форсунки, сепаратори, насоси, фільтри для води.

### ***Тема 4.4. Місцеві системи кондиціювання повітря.***

Класифікація і особливості роботи місцевих систем кондиціювання повітря.

Характеристика і типи автономних і неавтономних місцевих кондиціонерів.

Розрахунки та вибір місцевих кондиціонерів.

## **Розділ 5. Системи опалення.**

### ***Тема 5.1. Загальні відомості про системи опалення.***

Призначення систем опалення.

Основні види систем опалення. Характеристики теплоносіїв та область застосування систем опалення.

### ***Тема 5.2. Системи водяного опалення.***

Характеристика та класифікація систем водяного опалення.

Коротка характеристика вертикальних та горизонтальних двотрубних і однокотлових систем водяного опалення. Теплопостачання систем водяного опалення з вимушеною циркуляцією і від індивідуальної опалювальної котельні, при централізованому теплопостачанні від районної котельні або ТЕЦ.

Методика гідравлічного розрахунку трубопроводів систем водяного опалення.

Розрахунки та вибір поверхні нагрівальних приладів систем опалення.

### ***Тема 5.3. Системи парового опалення.***

Класифікація. Схема замкненої системи парового опалення низького тиску з верхньою розводкою. Схема розімкненої системи парового опалення низького тиску.

Розрахунок систем парового опалення низького тиску: паропроводи, конденсатопроводи, визначення ємності конденсатного бака та вибір насоса. Схема двотрубної системи парового опалення високого тиску з верхньою розводкою. Характеристики обладнання та вибір паропроводів.

## **Частина друга. Джерела теплопостачання.**

### **Розділ 6. Котельні для систем централізованого теплопостачання.**

#### ***Тема 6.1. Загальні відомості про котельні.***

Класифікація котелень. Характеристика закритих та відкритих систем теплопостачання.

Загальні відомості про теплові схеми котелень та принципи їх побудови.

#### ***Тема 6.2. Принципові теплові схеми котелень.***

Теплові схеми парових котелень: промислово-опалювальна котельня для закритої системи теплопостачання; промислово-опалювальна котельня для відкритої системи теплопостачання; промислова котельня; опалювальна котельня для закритої та відкритої системи теплопостачання.

Теплові схеми котелень з водогрійними котлами: опалювальні водогрійні котельні для відкритих та закритих систем теплопостачання. Теплові схеми паро-водогрійних котелень.

#### ***Тема 6.3. Методика розрахунків теплових схем котелень.***

Загальні положення та вихідні дані для розрахунку теплових схем. Розрахункові режими. Коротка характеристика вихідних даних та загальні підходи до розрахунку теплових схем парових, водогрійних та паро-водогрійних котелень.

*Завдання на СРС:* Розглянути приклади складання рівнянь теплового балансу та визначити або витрати теплоносіїв, або їх температури, а для теплообмінників - ще й поверхню нагріву: РОУ; атмосферного деаератора; водопідігрівальної установки (пароводяного та водоводяного теплообмінника); сепаратора безперервного продування; рециркуляційного контуру; перепускного контуру; вакуумного деаератора.

#### ***Тема 6.4. Розрахунки та вибір основного та допоміжного обладнання котелень***

Характеристики, вибір типу, кількості та парової потужності (для парових) або теплової потужності (для водогрійної) котельних агрегатів.

Вибір насосів. Характеристика за призначенням та конструкціями. Загальні підходи

до вибору насосів. Розглянути приклад вибору насосів мережної води (визначення продуктивності та напору); паралельна робота насосів. Вибір теплообмінників.

Вимоги до якості живильної та підживлювальної води в котельних.

Обладнання для хімічної та магнітної обробки води. Деаерація води. Вибір типу та кількості деаераторів. Розрахунки та вибір трубопроводів в котельних.

#### **Тема 6.5. Паливопостачання котелень.**

Газопостачання. Схема газопроводів в котельні, визначення діаметрів та втрат напору в них.

Основні схеми мазутного господарства.

Спалювання твердого палива: доставка, уловлення золи, видалення димових газів. Визначення висоти димової труби.

#### **Тема 6.6. Техніко-економічні показники роботи котелень.**

Енергетичні показники.

Економічні показники.

Режимні показники.

## **НАВЧАЛЬНО - МЕТОДИЧНІ МАТЕРІАЛИ**

### Основна література

1. Голубков Б.Н., Пятачков Б.И., Романова Т.М. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция - М.: Энергоиздат, 1982. -232с.

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

3. Боженко М.Ф., Сало В.П., Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб. – К.: ІВЦ „Виробництво „Політехніка”, 2004. – 192.

4. Методичні вказівки до виконання лабораторної роботи з дисципліни „Джерела теплопостачання та споживачі теплоти” для студентів спеціальності „Теплоенергетика ” «Визначення характеристик установки кондиціонування повітря у теплий період року» / Уклад. М.Ф.Боженко. – НТУУ «КПІ», 2006. – 16 с.

5. Методичні вказівки до виконання курсової роботи і курсового проекту з дисципліни «Джерела теплопостачання та споживачі теплоти» для слухачів спеціальності «Теплоенергетика» спец факультету МПО / Уклад. М.Ф.Боженко. – НТУУ «КПІ», 2008. – 64 с.

### Додаткова література

6. Бузников Е.Ф., Родатис К.Ф., Берзиньш Э.Я. Производственные и отопительные котельные - М. : Энергоатомиздат, 1984. - 248 с.

7. Андреевский А.К. Отопление: /Учеб. пособие для вузов по спец. 1208 “Теплогазоснабжение и вентиляция/ / Под ред. М.И.Курпана.- 2-е изд., перераб. и доп.- Мн.: Выш. школа, 1982. -364 с.

8. Богословский В.Н., Сканава А.Н. Отопление: Учеб. для вузов - М.: Стройиздат, 1991 -735 с.

9. Пеклов А.А., Степанова Т.А. Кондиционирование воздуха - К.: Выща шк., 1978. - 326 с.

10. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирование воздуха.- М.: Высш.шк., 1971.- 460с.

11. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. - М.: Стройиздат, 1971. - 270 с.

## ВСТУП

У назві дисципліни є такі два терміни як джерела теплопостачання та споживачі теплоти.

Так ось і джерело теплопостачання і споживачі теплоти є складовими елементами системи теплопостачання, до якої, окрім них, входять ще й теплові мережі.

Структурна схема система теплопостачання наведена на рис. В.1.

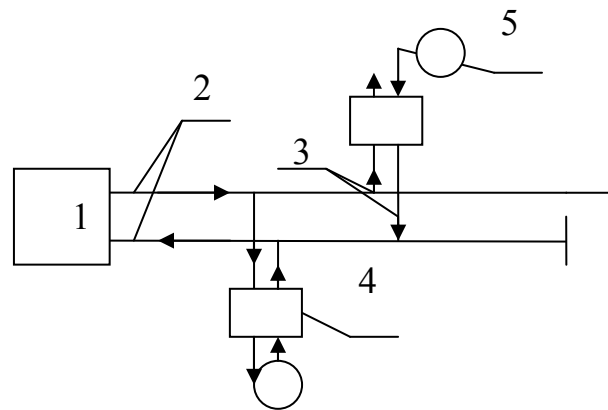


Рис. В.1. Структурна схема системи теплопостачання

1 - джерело теплопостачання; 2 - магістральні теплові мережі; 3 - розподільчі теплові мережі; 4 - теплові пункти; 5 - споживачі теплоти

Система теплопостачання може бути:

- централізованою, в якій від одного джерела теплоти постачаються багато споживачів і до якої входять всі п'ять елементів системи теплопостачання;

- децентралізованою, в якій від одного джерела постачається теплою один або декілька споживачів. В цій системі відсутні теплові мережі.

Наведемо коротку характеристику всіх елементів системи теплопостачання.

**I. Джерело теплопостачання** – це комплекс обладнання та пристроїв, в якому природні та штучні види енергії перетворюються у теплову у вигляді пари і гарячої води.

До природних видів енергії відносяться:

- органічне паливо (тверде, рідке, газоподібне);
- ядерне, термоядерне паливо;
- поновлювальні види енергії (енергія сонця, вітру, геотермальні води і т.ін.).

До штучних видів енергії, які використовуються для теплопостачання споживачів, можна віднести електричну енергію.

### *1.1. Джерела теплопостачання на органічному паливі*

З дисципліни «Технічна термодинаміка» відомо, що найбільш ефективним джерелом теплопостачання на органічному паливі є теплоелектроцентральною (ТЕЦ), де здійснюється комбіноване вироблення електричної та теплової енергії. При цьому питомі витрати умовного палива на одиницю виробленої енергії менші, ніж при роздільному виробленні електричної та теплової енергії.

В м. Києві, наприклад, споруджено шість ТЕЦ, з яких безпосередньо в режимі ТЕЦ працюють тільки 3.

Але слід зауважити, що теплопостачання від ТЕЦ не завжди можливе і економічно доцільне. Так наприклад, промисловим підприємствам для здійснення технологічного процесу необхідна водяна пара, а економічно обґрунтований радіус транспорту пари ( $R$ ) не перевищує 8 – 10 км (див. рис. В.2).

Обмеження радіусу транспорту пари пояснюється підвищеними втратами тиску при збільшенні довжини паропроводів; втратами теплоти з зовнішніх поверхонь паропроводів і незмінної конденсації частини пари в паропроводі, що спричиняє гідравлічні удари; необхідність спорудження

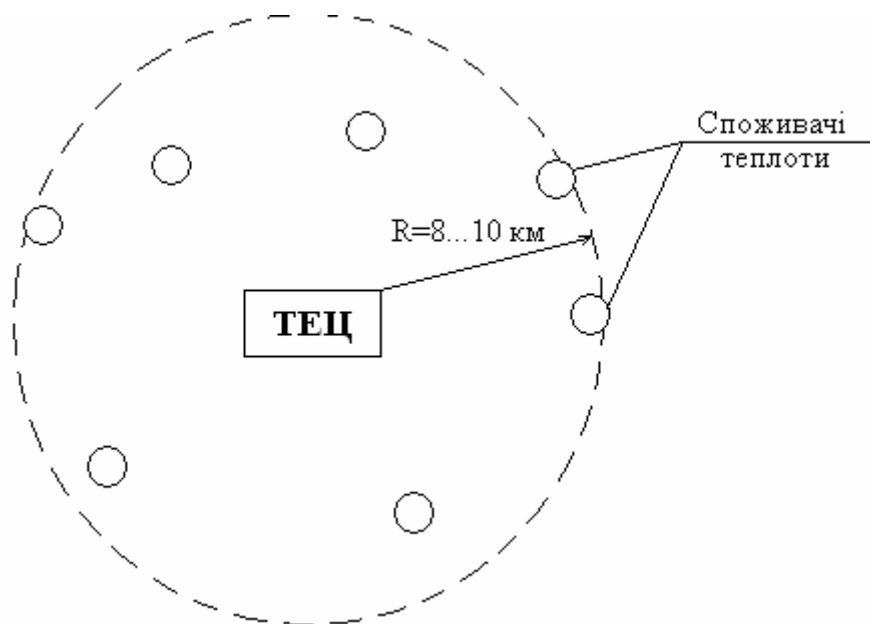


Рис. В.2. Теплопостачання споживачів від ТЕЦ

станцій для перекачки конденсату від споживачів до джерела і т.ін.

Так ось на території, що описується радіусом  $R = 8 - 10$  км, не завжди вдається сконцентрувати споживачів, щоби дало змогу спорудити ТЕЦ. За деякими даними спорудження ТЕЦ економічно доцільне при навантаженні біля 700 МВт.

Альтернативою ТЕЦ для теплопостачання споживачів є котельні, які призначені для вироблення пари або нагріву води. Котельні поділяються на промислові, опалювальні, промислово-опалювальні.

У м. Києві, наприклад, в експлуатації нині знаходиться біля 300 котелень.

### І.2. Джерела теплопостачання на ядерному, термоядерному паливі

За аналогією з джерелами теплоти на органічному паливі для теплопостачання споживачів можуть використовуватися і джерела на ядерному, термоядерному паливі. До них відносяться атомна

теплоелектроцентрально (АТЕЦ) або атомна станція теплопостачання (АСТ) – атомна котельня.

До 1986 року в колишньому СРСР проектувалися та споруджувалися ряд АТЕЦ та АСТ, але після аварії на Чорнобильській АЕС всі подібні розробки були призупинені і, очевидно, мине багато часу, коли фахівці повернуться до цих джерел теплопостачання.

### *1.3. Джерела теплопостачання на поновлюваних видах енергії*

Поновлювані види енергії (енергія сонця, вітру, геотермальні води і т.ін.) можуть бути використані для децентралізованого теплопостачання.

Перспективним, наприклад, є використання сонячної енергії в південних областях України та в Криму для гарячого водопостачання в літній період, а геотермальних вод – в Карпатах.

### *1.4. Джерела теплопостачання на штучних видах енергії*

Електрична енергія, яка є штучним видом для теплопостачання, може використовуватися для децентралізованого гарячого водопостачання споживачів.

**II. Теплові мережі** призначені для транспорту теплоносія (пари, гарячої води) до споживачів. Розрізняють магістральні та розподільчі теплові мережі. Прокладка їх буває підземна та надземна.

Теплові мережі є найбільш вразливим елементом системи теплопостачання. Внаслідок внутрішньої та зовнішньої корозії трубопроводів виникає аварійна ситуація, що призводить до необхідності заміни окремих ділянок мережі. Але недоліком, зокрема, підземної прокладки теплових мереж, є те, що дуже складно відшукати ділянку трубопроводу, який необхідно замінювати. Така робота проводиться під час планового літнього відключення споживачів і гідравлічного випробування теплових мереж.

**III. Теплові пункти** - є проміжним елементом між тепловою мережею та споживачами теплоти. Їх призначенням є розподіл теплоносія на системи опалення і вентиляції та приготування і подачі води на гаряче водопостачання.

**IV. Споживачі теплоти** поділяються на:

- системи опалення (О) житлових, громадських, промислових будівель;
- системи вентиляції (В) громадських та промислових будівель;
- системи гарячого водопостачання (ГВП) різноманітних будівель;
- технологічне навантаження.

Системи О, В відносяться до сезонних споживачів теплоти і працюють у холодний період року. Навантаження на опалення та вентиляцію залежать від температури зовнішнього повітря.

Системи ГВП та технологічне навантаження відносяться до цілорічних споживачів. Їх теплове навантаження практично не залежить від температури навколишнього повітря.

В дисципліні «Джерела теплопостачання та споживачі теплоти» будуть вивчатися споживачі теплоти (системи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря) та одне з джерел теплоти – котельні систем централізованого теплопостачання.

Такі джерела теплоти як ТЕЦ, джерела на поновлюваних видах енергії, а також теплові мережі і теплові пункти будуть вивчатися у окремих дисциплінах.

**Частина перша**  
**СПОЖИВАЧІ ТЕПЛОТИ НА ПРОМИСЛОВИХ**  
**ПІДПРИЄМСТВАХ ТА В ЖИТЛОВО-КОМУНАЛЬНОМУ**  
**СЕКТОРІ**

**Розділ 1. РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ**  
**СПОЖИВАЧІВ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ ДЖЕРЕЛА**  
**ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**

**1.1 Витрати теплоти на опалення**

Календарний рік (з точки зору роботи системи опалення) поділяють на теплий та холодний періоди. Теплий характеризується температурою зовнішнього повітря  $t_3 > 8 \text{ }^\circ\text{C}$ , а холодний -  $t_3 \leq 8 \text{ }^\circ\text{C}$ .

В холодний період року температура усередині приміщень ( $t_{вн}$ ) більша ніж температура зовнішнього повітря ( $t_3$ ), тому через зовнішні обгородження будуть здійснюватися втрати теплоти у навколишнє середовище  $Q_{втрі}$  (див. рис. 1.1).

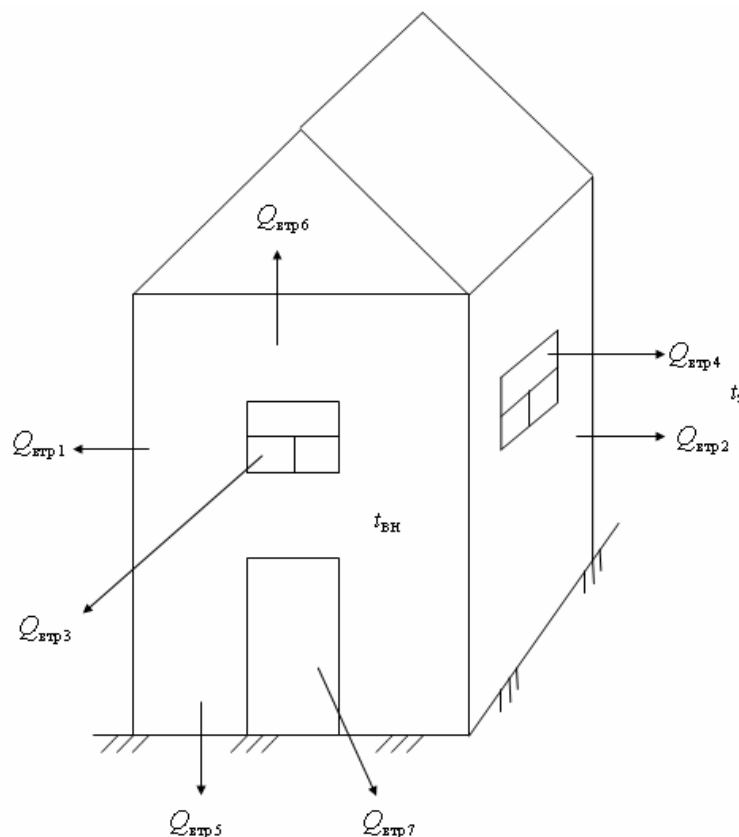


Рис. 1.1. Схематичне зображення втрат теплоти приміщенням

Для компенсації сумарних втрат теплоти  $\Sigma Q_{\text{втр}i}$  у приміщенні необхідно подавати такий же потік теплоти від системи опалення  $Q_o$ , тобто  $\Sigma Q_{\text{втр}i} = Q_o$ .

**Види витрат теплоти на опалення:**

1. *Максимальні* (розрахункові) витрати теплоти -  $Q_o$ , [Вт, кВт, МВт].

Визначаються за температурою зовнішнього повітря  $t_3=t_{p,o}$  (розрахункова температура для проектування опалення).

*$t_{p,o}$  – це середня температура зовнішнього повітря найбільш холодної п'ятиденки з восьми найбільш суворих зим за останні 50 років.*

$t_{p,o}$  залежить від населеного пункту [наприклад, для Києва  $t_{p,o}=-22^\circ\text{C}$ , для Сімферополя  $t_{p,o}=-16^\circ\text{C}$  і т.ін.].

2. *Середні* витрати теплоти  $Q_{o, \text{cp}}$ , [Вт, кВт, МВт].

Визначаються за  $t_{\text{cp},o}$  (середня температура за період опалення), наприклад, для Києва  $t_{\text{cp},o}=-1,1^\circ\text{C}$ .

3. *Річні* витрати теплоти на опалення  $Q_{o, \text{р}iч}$ , [Дж, кДж, МДж].

- За розрахунковими витратами теплоти  $Q_o$  здійснюється вибір обладнання, що встановлюється.
- Середні витрати теплоти  $Q_{o, \text{cp}}$  – для визначення річної витрати  $Q_{o, \text{р}iч}$ , а також для розрахунку техніко-економічних показників.
- Річні витрати теплоти  $Q_{o, \text{р}iч}$  використовуються для визначення витрат палива на джерело теплопостачання.

**А. Розрахункові (максимальні) витрати теплоти на опалення**

Існує два способи розрахунку максимальних витрат теплоти на опалення :

1). Точний спосіб за втратами теплоти в навколишнє середовище. Використовується при наявності готових будівель чи проектів цих будівель. Дає найбільш вірну інформацію.

2). За збільшеними показниками.

Коли відсутня побудована будівля. Відомою є житлова площа  $F_{ж}$  або зовнішній об'єм  $V_3$  будівель

• **Визначення втрат теплоти приміщеннями**

Втрати теплоти здійснюються через зовнішні огорожувальні конструкції у холодний період року:

- зовнішні стіни;
- вікна;
- зовнішні двері;
- перекриття (останній поверх);
- підлогу (перший поверх).

Втрати теплоти складаються із основних ( $Q_{\text{аод}}^{\text{іні}}$ ) та додаткових  $Q_{\text{аод}}^{\text{аіа}}$ , тобто

$$Q_{\text{аод}} = Q_{\text{аод}}^{\text{іні}} + Q_{\text{аод}}^{\text{аіа}} \quad (1.1)$$

Основні втрати теплоти визначаються з рівняння теплопередачі

$$Q_{\text{аод}}^{\text{іні}} = \sum \kappa_i F_i \Delta t_i n_i = \sum \frac{F_i}{r_i} \Delta t_i n_i, \quad (1.2)$$

де  $\kappa_i$  – коефіцієнти теплопередачі огорожувальних конструкцій, Вт/ (м<sup>2</sup> ·К);  $F_i$  – поверхні огорожувальних конструкцій, що передають теплоту, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_i$  – розрахункова різниця температур між внутрішнім та зовнішнім повітрям, °С;  $n_i$  – поправковий коефіцієнт на розрахункову різницю температур, залежить від геометричного положення огорожувальних конструкцій або її типу;  $r$  – питомий термічний опір теплопередачі огорожувальних конструкцій, ( м<sup>2</sup> ·К)/Вт.

а). *Розрахунок коефіцієнта теплопередачі  $\kappa_i$*

1). Для індивідуального проектування

Розглянемо на прикладі двошарової стінки (див. рис. 1.2).

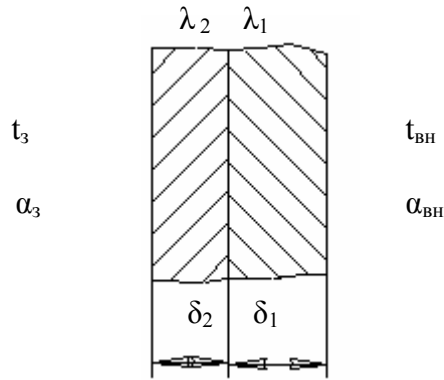


Рис. 1.2. Теплопередача через двошарову плоску стінку

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3}}, \quad (1.3)$$

де  $\alpha_{\text{вн}}$  та  $\alpha_3$  – коефіцієнти тепловіддачі для внутрішнього та зовнішнього повітря відповідно, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\delta_i$  та  $\lambda_i$  – товщина (м) та теплопровідність матеріалів (Вт/(м·К)) окремих шарів обгороджень.

2). Для типових індустриальних конструкцій коефіцієнти теплопередачі можуть бути визначені з довідкової літератури.

б). *Поверхні обгороджень  $F_i$*

Поверхні зовнішніх стін визначаються за зовнішніми розмірами, поверхні вікон – за розмірами у світлі, поверхні перекриття (підлоги) – за внутрішніми розмірами.

в). *Різниця температур  $\Delta t_i$ :*

Якщо висота приміщення  $H_{\text{п}} \leq 4$  м (наприклад, житлові будівлі) – див. рис. 1.3, то підхід до розрахунку такий

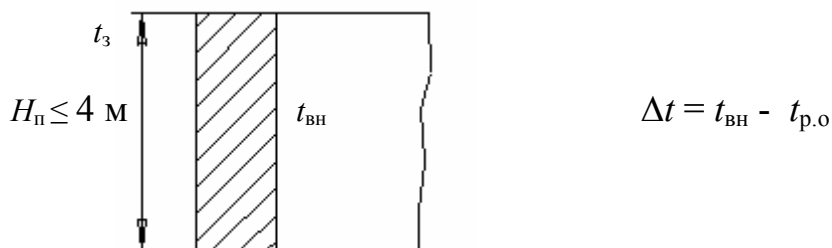


Рис. 1.3. Приміщення висотою до 4 м

Промислові будівлі висотою  $H_{\text{п}} > 4$  м – див. рис. 1.4

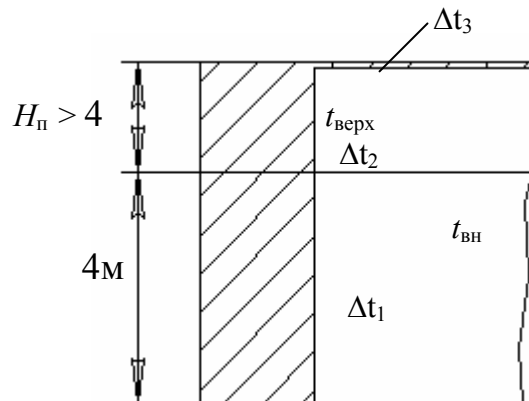


Рис. 1.4. Приміщення висотою більше як 4 м

Приміщення по висоті умовно ділять на 2 частини.

Для першої частини приміщення висотою 4 м:

$$\Delta t_1 = t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о.}}$$

Для другої частини приміщення висотою більше як 4 м:

$$\Delta t_2 = \frac{t_{\text{â}} + t_{\text{ââââ}}}{2} - t_{\text{â.â}}, \quad (1.4)$$

де  $t_{\text{верх}}$  – температура у верхній зоні приміщення, °С.

$$t_{\text{верх}} = t_{\text{вн}} + \kappa_{\text{н}} (H_{\text{п}} - 4), \quad (1.5)$$

де  $\kappa_{\text{н}}$  – коефіцієнт наростання температури по висоті приміщення.

В практичних розрахунках беруть величину  $\kappa_{\text{н}} = 0,2 - 1,5$  К/м.

Для цих же приміщень висотою більше як 4 м при необхідності розрахунків втрат теплоти через перекриття використовують різницю температур  $\Delta t_3$ , яка визначається наступним чином

$$\Delta t_3 = t_{\text{верх}} - t_{\text{р.о.}} \quad (1.6)$$

г). Поправка  $n_i$ :

- вертикальні обгородження -  $n_i = 1$ ;
- горизонтальні обгородження (покриття, перекриття)

Покриття без горища -  $n_i = 1$  (див. рис. 1.5), перекриття з горищем –  $n_i < 1$  (див. рис. 1.6).

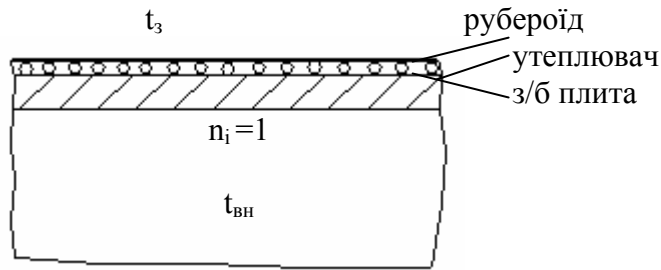


Рис. 1.5. Конструкція покриття без горища

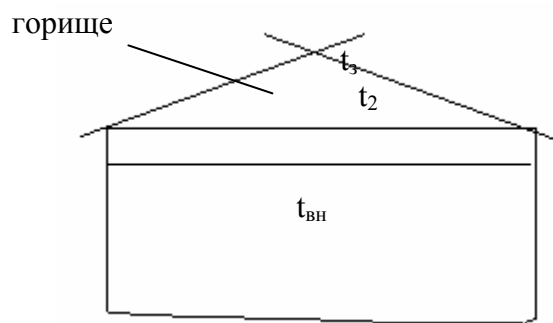


Рис. 1.6. Конструкція перекриття з горищем

*Додаткові втрати теплоти:*

1. На орієнтацію приміщення за сторонами світу.
2. На наявність двох і більше кутових стін.
3. На інфільтрацію зовнішнього повітря через нещільності в обгородженнях, в основному, у заповненні світлових отворів.

Додаткові втрати теплоти враховуються у відсотках від основних.

Тоді рівняння (1.1) можна записати таким чином

$$Q_{\text{доп}} = Q_{\text{доп}}^{\text{н}} + Q_{\text{доп}}^{\text{н}} \frac{\sum K_{\text{дод}}}{100} = Q_{\text{доп}}^{\text{н}} \left(1 + \frac{\sum K_{\text{дод}}}{100}\right), \quad (1.7)$$

де  $\sum K_{\text{дод}}$  – сумарний коефіцієнт додаткових теплових втрат, у % від основних.

Додаткові втрати теплоти на інфільтрацію наближено можна взяти у відсотках до основних, або визначити за точною формулою

$$Q_{\text{інф}} = L_{\text{інф}} c_{\text{п}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{з}}), \quad (1.8)$$

де  $L_{\text{інф}}$  – масова витрата інфільтраційного повітря через обгородження, кг/с;  $c_{\text{п}}$  – теплоємність повітря, Дж/(кг·К).

Величина  $L_{\text{інф}}$  розраховується за спеціальними методиками, які у даній дисципліні не розглядаються.

#### *Особливості визначення теплових витрат через підлогу*

Площа підлоги поділяється на 4 зони, шириною по 2 м (для першої, другої та третьої зон, а четвертої – все, що залишилося) – див. рис. 1.7.

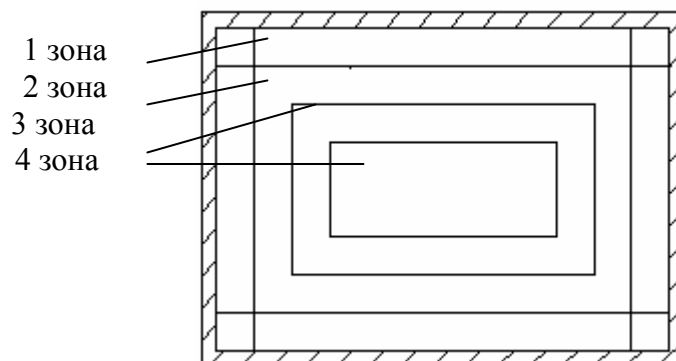


Рис. 1.7. Поділ площі підлоги на зони

Термічні опори теплопередачі окремих зон неутепленої підлоги (згідно з довідковою літературою) складають:

- для першої зони -  $r_1 = 2,15 \text{ ( м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$  ;
- для другої зони -  $r_2 = 4,3 \text{ ( м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ ;
- для третьої зони -  $r_3 = 8,6 \text{ ( м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ ;
- для четвертої зони -  $r_4 = 14,2 \text{ ( м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ .

Якщо підлога розташована на ґрунті, то втрати теплоти через неї визначаються за формулою

$$Q_{\text{доо.і}} = \sum \frac{F_s}{r_{i.\text{до.і}}} (t_{\text{аі}} - t_{\text{до.і}}) n_i, \quad (n_i=1) \quad (1.9)$$

Якщо в конструкції підлоги є утеплювач, теплопровідність якого складає  $\lambda_y \leq 1,163$  Вт/(м·К), то підлога вважається утепленою, а втрати теплоти обчислюються також за формулою (1.9), в яку замість величини  $r_{\text{н.уі}}$  необхідно підставити термічний опір теплопередачі утепленої підлоги

$$r_{\text{доі}} = r_{i.\text{доі}} + \sum \frac{\delta_{\text{доі}}}{\lambda_{\text{доі}}}, \quad (1.10)$$

де  $\delta_{\text{уі}}$  та  $\lambda_{\text{уі}}$  - товщина, м, та теплопровідність, Вт/(м·К), окремих шарів утеплювача відповідно.

Якщо утеплена підлога розміщена на лагах( див. рис. 1.8), то в формулу для визначення теплових втрат (1.9) необхідно підставити величину термічного опору теплопередачі  $r_{\text{лі}} = 1,18 r_{\text{уі}}$ .

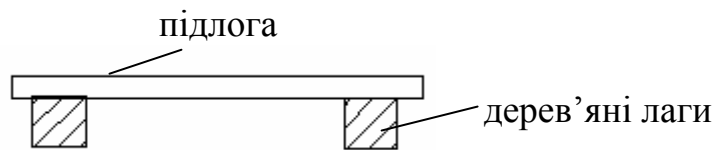


Рис. 1.8. Розташування підлоги на лагах

#### *Інші теплові втрати в приміщення*

В деяких промислових цехах необхідно враховувати витрати теплоти на нагрів холодних транспортних засобів, сировини та матеріалу, Вт

$$Q_i = m_i c_p (t_{\text{аі}} - t_{\text{с}}), \quad (1.11)$$

де  $m_{\text{м}}$  – масові витрати холодних транспортних засобів, сировини та матеріалу, кг/с;  $c_p$  – теплоємність цих речовин, Дж/(кг·К).

**•Визначення розрахункової витрати теплоти на опалення за збільшеними показниками**

А). Для районів житлової забудови (див. рис. 1.9) при заданій житловій площі будівел  $F_{ж}$ , що опалюються, витрати теплоти на опалення

$$Q_o = Q_o^{ж} + Q_o^{гр} \quad (1.12)$$

де  $Q_o^{ж}$  – витрати теплоти на опалення житлових будівель;  $Q_o^{гр}$  – витрати теплоти на опалення громадських будівель.

Витрати теплоти на опалення житлових будівель

$$Q_o^{ж} = qF_{ж}, \quad (1.13)$$

де  $q$  – збільшений показник питомої витрати теплоти на опалення  $1\text{м}^2$  житлової площі,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ .

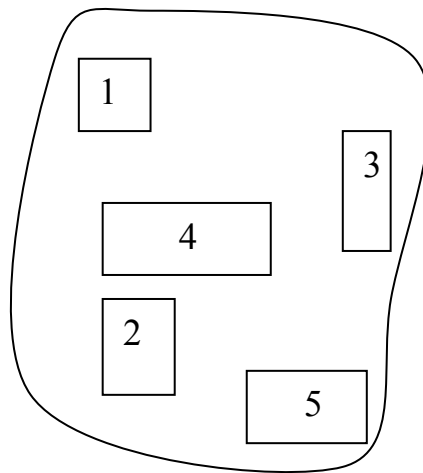


Рис. 1.9. Район житлової забудови:  
1,2,3 – житлові будівлі; 4,5 – громадські будівлі.

Величина  $q$  залежить від розрахункової температури зовнішнього повітря на опалення, тобто від географічного положення населеного пункту:

$$q = f(t_{p.o.}).$$

Витрати теплоти на опалення громадських будівель

$$Q_o^{гр} = kQ_o^{ж}, \quad (1.14)$$

де  $k$  – відсоток витрат теплоти на опалення громадських будівель (якщо немає відповідних рекомендацій стосовно цієї величини, то беруть  $k =$

0,25).

Б). Для будівель будь-якого призначення (житлових, громадських, промислових підприємств) при заданому зовнішньому об'єму  $V_3$  цих будівель

$$Q_o = \alpha q_o V_3 (t_{вн} - t_{p.o}), \quad (1.15)$$

де  $V_3$  – зовнішній об'єм конкретної будівлі,  $m^3$ ;  $q_o$  – питома опалювальна характеристика будівлі,  $[Вт / (m^3 \cdot K)]$ , визначається за  $t_{p.o} = -30^\circ C$  (величина  $q_o$  залежить від типу будівлі, зовнішнього об'єму  $V_3$  та року забудови);  $\alpha$  – коефіцієнт, який враховує відмінність реальних умов від розрахункових, тобто залежить від розрахункової температури зовнішнього повітря на опалення), наприклад, при  $t_{p.o} = -30^\circ C$ ,  $\alpha = 1$ ;  $t_{p.o} < -30^\circ C$ ,  $\alpha > 1$ ;  $t_{p.o} > -30^\circ C$ ,  $\alpha < 1$ ;  $t_{вн}$  – температура внутрішнього повітря, залежить від типу будівлі, наприклад, для житлових будівель величина  $t_{вн} = 20^\circ C$ .

### Б. Середні витрати теплоти на опалення

$$Q_{i.ср} = Q_i \frac{t_{ai} - t_{no.i}}{t_{ai} - t_{di}}, \quad (1.16)$$

де  $t_{ср.o}$  – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, наприклад, для м. Києва  $t_{ср.o} = -1,1^\circ C$ .

### В. Річні витрати теплоти на опалення

А). Для будівель, що опалюються цілодобово (житлові, громадські, а також промислові з безперервним технологічним процесом – характеризуються, наприклад, вентиляцією без обмеження)

$$Q_{o.рiч} = Q_{o.ср} n_o 24 \cdot 3600, \quad (1.17)$$

де  $n_o$  – продовжуваність опалювального періоду за кількістю діб зі стійкою температурою навколишнього повітря  $t_3 \leq 8^\circ C$ , наприклад, для м. Києва  $n_o = 187$  діб.

Б). Для деяких промислових будівель з одно- чи двозмінною роботою з вихідними та святковими днями, коли в приміщеннях відсутні люди,

рекомендується знижувати теплове навантаження на опалення, тобто річна витрата теплоти на опалення визначається за формулою

$$Q_{o \text{ річ}} = [0,875Q_{o \text{ ср}}(n_o - n_{\text{нер}}) + 0,5Q_{o \text{ ср}}n_{\text{нер}}]24 \cdot 3600, \quad (1.18)$$

де  $n_{\text{нер}}$  – кількість неробочих днів за опалювальний період.

## 1.2. Витрати теплоти на вентиляцію

### А. Розрахункові (максимальні) витрати теплоти

#### 1). Житлові будівлі та невеликі офісні приміщення

Для компенсації витрат теплоти на нагрівання нормативної витрати інфільтраційного повітря

$$Q_{\hat{a}}^{\text{в}} = \frac{V_{\text{н}}}{3600} c_{\text{п}} \rho (t_{\hat{a}\text{і}} - t_{\text{д.а}}) F_{\text{пл}}, \quad (1.19)$$

де  $V_{\text{н}}$  – нормативна витрати інфільтраційного повітря, (м<sup>3</sup>/год)/м<sup>2</sup> підлоги житлових кімнат та кухонь (зазвичай беруть  $V_{\text{н}} = 3$  (м<sup>3</sup>/год)/м<sup>2</sup>);  $F_{\text{пл}}$  – площа підлоги житлових кімнат та кухонь житлових будівель, м<sup>2</sup>;  $c_{\text{п}}$  – теплоємність повітря, Дж/(кг·К);  $\rho$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>;  $t_{\text{р.в.}}$  – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування вентиляції (це середня температура в 13 годин найбільш холодного місяця, наприклад, для м. Києва  $t_{\text{р.в.}} = -10^{\circ}\text{C}$ ).

#### 2). Громадські та виробничі будівлі, в яких є припливна механічна вентиляція

2.1). Для громадських будівель, витрати теплоти на опалення яких визначаються за п. А, тобто при заданій площі житлових будівель  $F_{\text{ж}}$ , що опалюються

$$Q_{\text{в}}^{\text{р}} = k_1 Q_{\text{о}}^{\text{р}}, \quad (1.20)$$

де  $k_1$  – відсоток витрати теплоти на вентиляцію громадських будівель (беруть  $k_1 = 0,4$  для будівель, побудованих до 1985 року і  $k_1 = 0,6$  для будівель, які побудовані після 1985 року).

2.2). Для будь-яких громадських та виробничих будівель із заданим зовнішнім об'ємом

Слід зауважити, що розрізняють два види вентиляції:

- вентиляція без обмеження (вона притаманна деяким промисловим цехам з безперервним технологічним процесом, продовжуваність роботи такої вентиляції складає  $z_v = 24$  год/добу );

- вентиляція з обмеженням (використовується для решти промислових цехів та громадських будівель, продовжуваність роботи такої вентиляції складає  $z_v < 24$  год/добу; а при виконанні розрахунків величину  $z_v$  зазвичай беруть 16 год/добу).

а). Розрахункова витрата теплоти на вентиляцію при вентиляції без обмеження

$$Q_v^{\text{б/об}} = q_v V_3 (t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}), \quad (1.21)$$

де  $q_v$  – питома вентиляційна характеристика будівлі, Вт/(м<sup>3</sup>·К), залежить від призначення приміщення, зовнішнього об'єму  $V_3$  та року забудови.

б). Розрахункова витрата теплоти на вентиляцію при вентиляції з обмеженням

$$Q_v^{\text{об}} = q_v V_3 (t_{\text{вн}} - t_{\text{р.в}}). \quad (1.22)$$

У формулі (1.22) розрахункову температуру зовнішнього повітря на вентиляцію  $t_{\text{р.в}}$  беруть для громадських будівель, побудованих до 1985 року, а для громадських будівель забудови після 1985 року беруть  $t_{\text{р.в}} = t_{\text{р.о}}$ .

У випадку, коли відомі витрати повітря, що нагрівається, та його параметри, то застосовують точну формулу

$$Q_a = \frac{L_i}{3600} \tilde{n}_i (t_i'' - t_i), \quad (1.23)$$

де  $L_n$  – масова витрата припливного вентиляційного повітря, кг/год;  $t_n''$  – кінцева температура повітря, що нагрівається, °С;  $t_n$  – початкова температура повітря, що нагрівається, °С.

## Б. Середні витрати теплоти на вентиляцію

а) при вентиляції без обмеження

$$Q_{\dot{a}.\dot{n}\dot{o}}^{\dot{a}/\dot{a}} = Q_{\dot{a}}^{\dot{a}/\dot{a}} \frac{t_{\dot{a}i} - t_{\dot{n}\dot{o}.i}}{t_{\dot{a}i} - t_{\dot{o}.i}}; \quad (1.24)$$

б) при вентиляції з обмеженням

$$Q_{\dot{a}.n\dot{o}}^{\dot{a}} = Q_{\dot{a}}^{\dot{a}} \frac{t_{\dot{a}i} - t_{\dot{n}\dot{o}.i}}{t_{\dot{a}i} - t_{\dot{o}.a}}. \quad (1.25)$$

## В. Річні витрати теплоти на вентиляцію

$$Q_{\text{в річ}} = Q_{\text{в ср}} (n_o - n_{\text{нер}}) z_{\text{в}} 3600, \quad (1.26)$$

де  $z_{\text{в}}$  – продовжуваність роботи системи вентиляції протягом доби, год/добу (при вентиляції без обмеження – 24 год; при вентиляції з обмеженням – 16 год);  $n_{\text{нер}}$  – кількість неробочих днів за опалювальний період.

### 1.3 Витрати теплоти на гаряче водопостачання (ГВП)

Особливістю роботи систем ГВП є те, що витрати теплоти в них нерівномірні протягом години, доби, опалювального періоду, теплого періоду, року.

Як розрахункові витрати теплоти на ГВП беруть:

- середні витрати теплоти за опалювальний період, враховуються для житлових та громадських будівель  $Q_{\text{Г.в.ср}}$ : Вт; кВт; МВт;

- максимальні витрати теплоти за годину найбільшого водоспоживання для душових промислових цехів  $Q_{\text{Г.в.мах}}$ : Вт; кВт; МВт;

- середні витрати на ГВП для будь-яких будівель в літній період  $Q_{\text{Г.в.ср}}^{\text{л}}$ : Вт; кВт; МВт;

- річні витрати теплоти на ГВП для будь-яких будівель  $Q_{\text{Г.в.річ}}$ : Дж; кДж; МДж.

### *Житлові та громадські будівлі*

### А. Середні витрати теплоти на ГВП за опалювальний період

$$Q_{\text{гвп}}^{\text{ср}} = 1,2 M_{\text{гв}} \tilde{n}_a (t_{\text{гв}} - t_{\text{оц}}) \quad (1.27)$$

де 1,2 - коефіцієнт, який враховує втрати теплоти від трубопроводів системи ГВП та витрати теплоти на опалення ванних кімнат;  $M_{\text{гв}}$  - масова витрата води, що подається на ГВП при  $t_{\text{гв}}$ , кг/с;  $c_{\text{в}}$  - теплоємність води, Дж/(кг · К), її можна брати як 4187 Дж/(кг · К);  $t_{\text{гв}}$  - температура гарячої води у споживача, беруть  $t_{\text{гв}} = 55^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{х.з.}}$  - температура холодної водопровідної води в зимовий період, при відсутності даних беруть  $t_{\text{х.з.}} = 5^\circ\text{C}$ .

При відомій кількості споживачів гарячої води, кількості водорозбірних приладів та нормі витрати води кожним водорозбірним приладом величина  $M_{\text{гв}}$  визначається за точною методикою з урахуванням вірогідності дії водорозбірних приладів.

У інших випадках, наприклад, для району житлової забудови, величина масової витрати гарячої води визначається за збільшеними показниками

$$\dot{M}_{\text{гв}} = \frac{m_{\text{ж}}(a + b)}{24 \cdot 3600}, \quad (1.28)$$

де  $m_{\text{ж}}$  - кількість мешканців району житлової забудови;  $a$  - норма витрати гарячої води на одного мешканця для житлових будівель, кг/добу;  $b$  - норма витрати гарячої води на одного мешканця для громадських будівель, кг/добу.

Величина  $a$  залежить від типу житлових будівель і визначається за довідковими таблицями. Наприклад для житлових будівель з ванними та душами  $a = 85 \dots 115$  кг/добу; для гуртожитків величина  $a = 80$  кг/добу, і т. ін.

Величина  $b = 25$  кг/добу, якщо немає інших даних.

Формула (1.27) з урахуванням наведених вище величин стосовно витрати води та теплоємності набуде наступного вигляду

$$Q_{\text{гвп}}^{\text{гвп}} = 1,395 \frac{m_{\text{гвп}}(a+b)}{24} (t_{\text{гвп}} - t_{\text{гвп}}) \quad (1.29)$$

Максимальна витрата теплоти на гаряче водопостачання житлових та громадських будівель за опалювальний період складе

$$Q_{\text{гвп.макс}}^{\text{гвп}} = (2 \dots 2,4) Q_{\text{гвп}}^{\text{гвп}} \quad (1.30)$$

### Б. Середні витрати теплоти на ГВП за літній період

$$Q_{\text{гвп}}^{(\text{гвп})\text{ср}} = Q_{\text{гвп}}^{\text{гвп}} \frac{55 - t_{\text{гвп}}}{55 - t_{\text{гвп}}} \beta, \quad (1.31)$$

де  $t_{\text{х.л}}$  - температура холодної (водопровідної) води у літній період, °С (при відсутності даних беруть  $t_{\text{х.л}} = 15$  °С);  $\beta$  - коефіцієнт, яким ураховують зниження середньої витрати води на гаряче водопостачання у літній період відносно опалювального (при відсутності даних беруть  $\beta = 0,8$ ; для підприємств  $\beta = 1,0$ ; для курортних і південних міст  $\beta = 1,5$ ).

### В. Річні витрати теплоти на ГВП

$$Q_{\text{гвп}}^{\text{гвп}} = 24 \left[ Q_{\text{гвп}}^{\text{гвп}} n_{\text{гвп}} + Q_{\text{гвп}}^{(\text{гвп})\text{ср}} (350 - n_{\text{гвп}}) \right] 3600, \quad (1.32)$$

де 350 - число робочих днів системи гарячого водопостачання у році з урахуванням 15-денної перерви на ревізію, гідравлічні випробовування та ремонт теплових мереж.

### Промислові будівлі

#### А. Максимальна витрата теплоти на ГВП душовими підприємств

$$Q_{\text{гвп.макс}}^{\text{гвп}} = 1,163 \frac{m}{m_{\text{с}}} \frac{a_{\text{гвп}}}{T_{\text{гвп}}} (55 - t_{\text{гвп}}), \quad (1.33)$$

де  $m$  - кількість працівників, що користуються душем;  $m_{\text{с}}$  - кількість людей на душову сітку (визначається за довідковими даними);  $a_{\text{гвп}}$  - норма витрати води в кілограмах на 1 водорозбірну точку в годину найбільшого

водоспоживання (зазвичай згідно з довідковими даними береться 270 або 280 кг/год);  $T_3$  - число годин заряджання баків-акумуляторів.

Баки-акумулятори (див. рис. 1. 10) мають встановлюватися при кількості душових сіток  $N = (m/m_c) \geq 10$ . Значення  $T_3$  залежить від кількості сіток: при  $N = 10 \dots 20$  сіток  $T_3 = 2$  год, при  $N = 21 \dots 30$  сіток  $T_3 = 3$  год, а при  $N \geq 31$  сітка  $T_3 = 4$  год.

### Б. Середня витрата теплоти на ГВП у літній період

$$Q_{\text{а.а.н\ddot{o}}}^{\text{i.}\ddot{e}} = Q_{\text{а.а.маx}}^{\text{i}} \frac{55 - t_{\text{д.}\ddot{e}}}{55 - t_{\text{д.}\ddot{c}}} \beta. \quad (1.34)$$

При цьому, як зазначено вище, для промислових будівель величина  $\beta = 1$ .

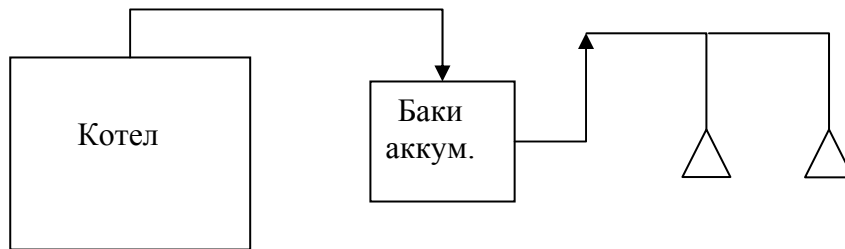


Рис. 1.10. Приклад встановлення баків-акумуляторів

### В. Річна витрата теплоти душовими

$$Q_{\text{а.а.д\ddot{c}}}^{\text{i}} = T_{\ddot{c}} \left( Q_{\text{а.а.маx}}^{\text{i}} n_{\ddot{c}\ddot{c}} + Q_{\text{а.а.н\ddot{o}}}^{\text{i.}\ddot{e}} n_{\ddot{c}\ddot{e}} \right) 3600, \quad (1.35)$$

де  $n_{\text{з.з}}$  і  $n_{\text{з.л}}$  - число змін роботи на промисловому підприємстві у зимовому та літньому періоді року відповідно, визначається у залежності від режиму роботи підприємства, тобто кількості змін за добу, а також вихідних і святкових днів.

#### 1.4 Витрати теплоти на технологічні потреби

##### А. Максимальна (розрахункова) витрата теплоти

а). теплоносій – водяна пара, коли температура процесу більша за  $150^\circ\text{C}$  (див. рис. 1.11)

$$Q_o = [D_o(i_T - \tilde{n}_a t_{o.c}) - D_o \frac{g_c}{100} \tilde{n}_a (t_{e.n} - t_{o.c})],$$

(1.36)

де  $D_T$  - масова витрата пари на технологічні потреби, кг/с;  $i_T$  - питома ентальпія пари, кДж/кг ( визначається за термодинамічними таблицями у залежності від заданого тиску  $P_T$  , МПа);  $c_B$  - теплоємність води (конденсату), зазвичай беруть 4,19 кДж/(кг·К);  $g_K$  - відсоток повернення конденсату;  $t_{K.C}$  - температура конденсату, що повертається від технологічних споживачів, °С.

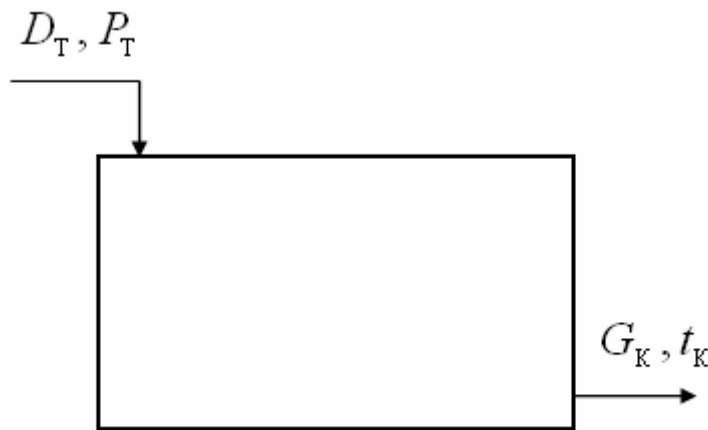


Рис. 1.11. Приклад використання пари на технологію

У разі повного повернення конденсату формула (1.36) набуде наступного вигляду

$$Q_o = D_o(i_T - \tilde{n}_a t_{e.n}). \quad (1.36 \text{ а})$$

б). теплоносій – вода, коли температура процесу менша за 150 °С (див рис. 1.12)

$$Q_T = G'_a c_a (t'_a - t_{o.c}) - G''_a c_a (t''_a - t_{o.c}), \quad (1.37)$$

де  $G'_B$  і  $G''_B$  - масові витрати води на вході в установку та на виході з неї, кг/с;  $t'_B$  і  $t''_B$  - температури води на вході в установку та на виході з неї,

°C.

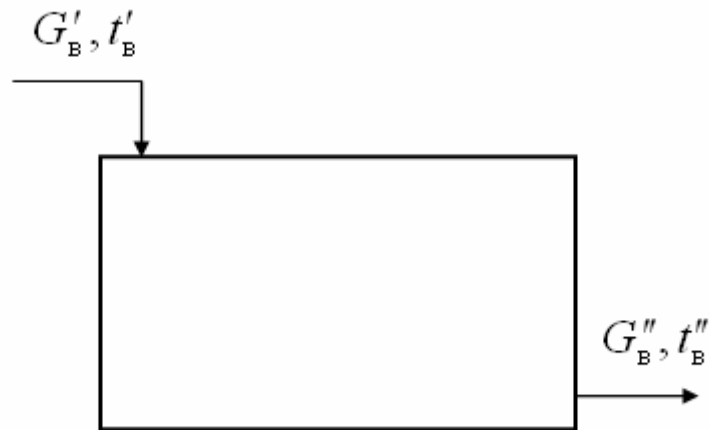


Рис. 1.12. Приклад використання води на технологію

### Б. Річна витрата теплоти

$$Q_{\text{до.до.}} = Q_{\text{до}} n_{\text{до}} \cdot 24 \cdot 3600, \quad (1.38)$$

де  $n_{\text{до}}$  – кількість діб використання в році теплової потужності технологічними установками, при відсутності даних беруть  $n_{\text{до}} = 350$  діб.

## Розділ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОПАЛЮВАЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ

### 2.1. Термодинамічні характеристики атмосферного повітря

Атмосферне повітря є сумішшю деяких газів і водяних парів.

Суміш сухого повітря з водяним паром зветься вологим повітрям.

Суха частина атмосферного повітря (у % до об'єму): азот  $N_2 = 78,13$ ; кисень  $O_2 = 20,9$ ; аргон  $Ar = 0,93$ ; вуглекислий газ  $CO_2 = 0,03$ ; водород  $H_2$ , гелій  $He$ , неон  $Ne$ , озон  $O_3$ , криптон  $Kr$ , ксенон  $Xe - 0,01$ .

В практичних розрахунках беруть склад атмосферного повітря: 79 %  $N_2$  і 21 %  $O_2$  (за об'ємом), або 77 %  $N_2$  та 23 %  $O_2$  (за масою).

Водяна пара у атмосферному повітрі може бути в перегрітому, сухому насиченому та вологому насиченому станах, але, як правило, вона є у перегрітому стані.

У широкому діапазоні температур та тисків вологе повітря є реальним газом, але для низьких тисків (біля 0,1 МПа) та температур (мінус 30 °С – 100 °С) з достатньою для практичних розрахунків точністю можна вважати вологе повітря ідеальним газом, тобто воно підкоряється всім законам суміші ідеальних газів.

Рівняння стану для довільної маси вологого повітря

$$P_a V = MRT, \quad (2.1)$$

де  $P_a$  – барометричний тиск атмосферного повітря, Па;  $V$  – об'єм, м<sup>3</sup>;  $M$  – маса, кг;  $R$  – газова стала, Дж/(кг·К);  $T$  – абсолютна температура, К.

Згідно з законом Дальтона повний тиск суміші

$$P_a = P_c + P_n, \quad (2.2)$$

де  $P_c$  – парціальний тиск сухої частини атмосферного повітря, Па;  $P_n$  – парціальний тиск водяної пари, Па.

Вологе повітря може бути у наступних станах:

- ненасичене вологе повітря, яке є сумішшю сухої частини та перегрітої

водяної пари. У цьому повітрі парціальний тиск водяної пари  $P_{\Pi}$  менший за тиск насиченої водяної пари за даної температури  $P_s$ , тобто  $P_{\Pi} < P_s$ .

- насичене вологе повітря, яке є сумішшю сухої частини з сухою насиченою водяною парою, при цьому  $P_{\Pi} = P_s$ .

- пересичене вологе повітря, яке є сумішшю сухої частини та вологої насиченої водяної пари, при цьому  $P_{\Pi} = P_s$ .

Як свідчать дослідження, у повітрі, що використовується для опалення та вентиляції, водяна пара знаходиться у перегрітому стані, тобто температура повітря вища за температуру насичення, що відповідає парціальному тиску водяної пари у повітрі.

За допомогою  $P$ - $v$  – діаграми розглянемо деякі процеси, що відбуваються з водяною парою у вологому повітрі ( див. рис. 2.1).

Слід зауважити, що лінія барометричного тиску  $P_{\delta}$  наведена умовно без дотримання масштабу для наглядності процесів, які будуть зображатися.

На полі діаграми проведемо нижню та верхню граничну криві та позначимо критичну точку К.

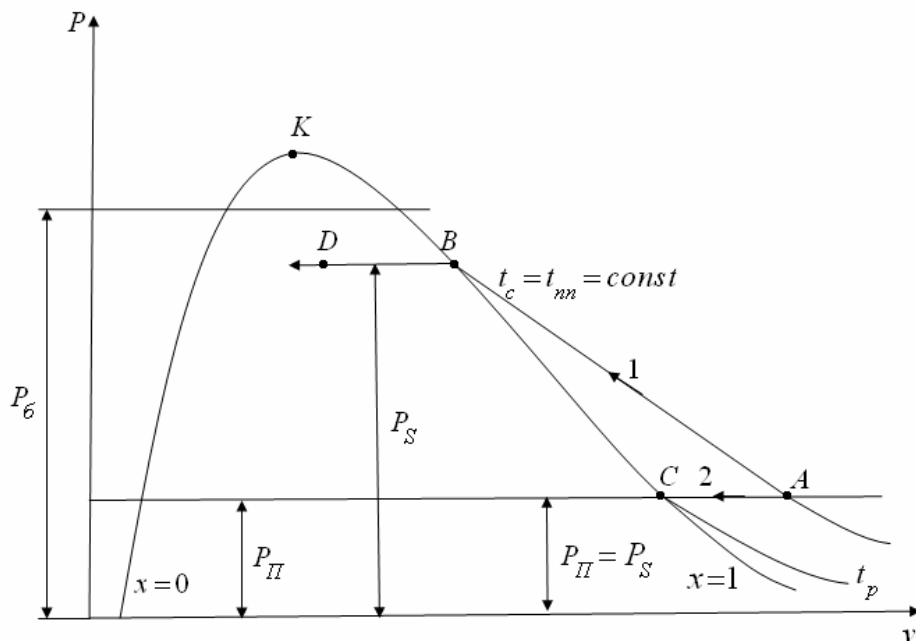


Рис. 2.1. Процеси зміни стану водяної пари у вологому повітрі

Нехай довільна точка А характеризує стан водяної пари у вологому повітрі. Оскільки точка А знаходиться вище верхньої граничної кривої, то водяна пара у ній міститься у перегрітому стані.

Через точку А проведемо горизонтальну лінію, яка відповідає парціальному тиску водяної пари у повітрі  $P_{\text{п}}$ .

Розглянемо наступні процеси:

1. До повітря, в якому міститься у перегрітому стані, за незмінної температури додається водяна пара. Стан водяної пари буде змінюватися за ізотермою, тобто  $t_c = t_{\text{пп}} = \text{Const}$ . Повне насичення водяної пари буде характеризуватися точкою В. При подальшому збільшенні кількості водяної пари у повітрі з'являється туман (наприклад, стан водяної пари в точці Д – насичена волога пара).

В точці В визначимо тиск насичення водяної пари  $P_s$  при температурі  $t_{\text{пп}}$ .

2. У іншому процесі при незмінній кількості водяної пари у повітрі (точка А на рис. 2.1) будемо охолоджувати повітря за постійним парціальним тиском, доводячи його до стану в точці С, коли водяна пара стає сухою насиченою, а вологе повітря – сухим насиченим.

Ізотерма, яка проходить через точку С зветься температурою точки роси ( $t_p$ ).

В точці С розпочинається конденсація водяної пари з повітря. Подальше охолодження повітря після точки С призводить до випадання крапель вологи та можливого утворення льоду при від'ємних температурах. Для даного процесу  $P_{\text{п}} = P_s$ .

Таким чином, *температурою точки роси* зветься температура насичення водяної пари в процесі зміни її стану при постійному парціальному тиску водяної пари у вологому повітрі, тобто при незмінній кількості водяної пари.

Стан вологого повітря визначається наступними термодинамічними характеристиками:

- *Температура*, яка розрізняється як:

- температура за сухим термометром (це та температура, яка виміряна термометром, термопарою, або іншим вимірювальним засобом) -  $t_c$ ;

- температура за мокрим термометром –  $t_m$ ;

- температура точки роси –  $t_p$ .

- *Абсолютна вологість* – являє собою масу водяної пари, яка міститься у  $1 \text{ м}^3$  вологого повітря,  $\text{кг}/\text{м}^3$

$$\rho_i = \frac{\dot{M}_i}{V} = \frac{\dot{M}_i}{V_i}, \quad (2.3)$$

де  $M_p$  – маса пари, кг;  $V$  і  $V_p$  – об'єм вологого повітря і водяної пари відповідно,  $\text{м}^3$ .

Фактично абсолютна вологість є густиною водяної пари, яка міститься у вологому повітрі.

- *Відносна вологість* – є відношенням абсолютної вологості до максимально можливої за даним тиском та температурою вологого повітря

$$\varphi = \frac{\rho_i}{\rho_{i,\max}} = \frac{\rho_i}{\rho_s}, \quad (2.4)$$

де  $\rho_{p,\max} = \rho_s$  – максимально можлива густина водяної пари у вологому повітрі, що відповідає густині насиченої водяної пари,  $\text{кг}/\text{м}^3$  (див. точку В на рис. 2.1).

Вважаючи вологе повітря ідеальним газом, запишемо рівняння стану виду (2.1) для перегрітої пари (точка А на рис. 2.1) та для сухої насиченої водяної пари (точка В на рис. 2.1). З цих рівнянь виразимо величини  $\rho_p$  та  $\rho_s$ , які підставляємо у рівняння (2.4), тоді отримаємо

$$\varphi = \frac{\rho_i}{\rho_s} \approx \frac{P_i}{P_s}. \quad (2.4 \text{ а})$$

Відносна вологість змінюється від 0 (сухе повітря) до 1 (100 %) (вологе насичене повітря, водяна пара у якому міститься у сухому насиченому стані). Проміжні значення відносної вологості відносяться до ненасиченого вологого повітря, водяна пара у якому міститься у перегрітому стані.

Характеристики вологого повітря, які будуть розглядатися нижче, відносяться до *1 кг сухого повітря*, оскільки для відповідних умов ця величина залишається постійною.

- *Вологовміст вологого повітря* – це є відношення маси водяної пари, яка міститься у вологому повітрі, до 1 кг сухого повітря, кг/кг с.п

$$d = \frac{\dot{I}_i}{\dot{I}_n} \quad (2.5)$$

Запишемо рівняння стану ідеального газу виду (2.1) для водяної пари та сухої частини. Виразимо з цих рівнянь величини  $M_n$  і  $M_c$ , беручи газові сталі для сухої частини та водяної пари відповідно  $R_c = 287$  Дж/(кг·К) і  $R_n = 461$  Дж/(кг·К), з урахуванням рівнянь (2.4 а) та (2.2), отримаємо вологовміст

в кг/кг с.п

$$d = 0,622 \frac{\varphi P_s}{P_a - \varphi P_s} \quad (2.6)$$

Оскільки величина вологовмісту у вологому повітрі незначна, то поряд з формулою (2.6) використовується формула (2.6 а), у якій величина вологовмісту визначається у г/кг с.п, тобто

$$d = 622 \frac{\varphi P_s}{P_a - \varphi P_s} \quad (2.6 \text{ а})$$

- *Ентальпія вологого повітря*, кДж/кг с.п визначається як сума ентальпій сухої частини та водяної пари, тобто

$$h = h_c + h_n d. \quad (2.7)$$

Ентальпія сухої частини вологого повітря, кДж/кг с.п

$$h_c = c_c t_c, \quad (2.8)$$

де  $c_c$  – масова питома теплоємність сухого повітря, кДж/(кг·К).

Беремо, що масова питома теплоємність сухого повітря в інтервалі температур мінус 30 °С – 100 °С постійна, тобто не залежить від температури. Чисельне її значення дорівнює  $c_c = 1,005$  кДж/(кг·К).

Розглянемо другу складову рівняння (2.8). тобто ентальпію водяної пари.

Вище відзначалося, що водяна пара у атмосферному повітрі зазвичай знаходиться у перегрітому стані, ентальпія якої

$$h_{\text{пп}} = h_s + c_{\text{п}} (t - t_s), \quad (2.9)$$

де  $h_s$  – ентальпія сухої насиченої водяної пари, яка міститься у повітрі, кДж/кг;  $c_{\text{п}}$  – теплоємність водяної пари, кДж/(кг·К);  $t_s$  – температура насичення водяної пари, °С.

З урахуванням того, що вологе повітря розглядається як ідеальний газ, питома масова теплоємність водяної пари в інтервалі температур мінус 30 °С – 100 °С при постійному парціальному тиску може бути взята постійною, що дорівнює  $c_{\text{п}} = 1,8$  кДж/(кг·К).

Ентальпія насиченої водяної пари

$$h_s = h_b + r = c_b t_s + r, \quad (2.10)$$

де  $h_b$  – ентальпія киплячої води, кДж/кг;  $r$  – питома теплота фазового переходу, кДж/кг;  $c_b$  – масова питома теплоємність води, кДж/(кг·К).

Теплоємність води беремо такою, що не залежить від температури і її значення складає  $c_b = 4,1868$  кДж/(кг·К).

Питому теплоту фазового переходу можна визначити за емпіричною формулою Фільнея

$$r = 2500 - 2,38 t_s, \quad (2.11)$$

яка з достатньою для практичних розрахунків точністю описує експериментальні дані  $r = f(t_s)$ , що наведені в термодинамічних таблицях.

У формулі (2.11) величина 2500 – це теплота фазового переходу при температурі насичення  $t_s = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Підставивши (2.11) та (2.10) в (2.9), з урахуванням визначених вище величин теплоємностей  $c_n$  та  $c_v$ , отримаємо рівняння для ентальпії вологого повітря

$$h = 1,005 t + (2500 + 1,8 t) d \quad (2.12)$$

- *Теплоємність вологого повітря, кДж/(кг·К)*

$$c = c_c + c_n d \quad (2.13)$$

З урахуванням попередніх даних стосовно  $c_c$  та  $c_n$  формула (2.13) набуде вигляду

$$c = 1,005 + 1,8 d \quad (2.13 \text{ a})$$

- *Густина вологого повітря, кг/м<sup>3</sup>*

$$\rho = \rho_c + \rho_n. \quad (2.14)$$

У формулі (2.14) густини сухої частини  $\rho_c$  та водяної пари  $\rho_n$  необхідно брати при відповідних парціальних тисках  $P_c$  та  $P_n$  і температурі вологого повітря за відповідними таблицями, які не завжди є доступними для широкого користування.

В практичних розрахунках зазвичай користуються формулою (2.14 а), яка отримана при спільному вирішенні рівняння (2.14) та виразу

$$d = (M_n / M_c) = (\rho_n / \rho_c),$$

тобто

$$\rho = (\rho_n / d) (1 + d) \quad (2.14 \text{ a})$$

Величина  $\rho_n$  може бути визначена за термодинамічними таблицями для перегрітої пари у залежності від температури вологого повітря  $t$  та парціального тиску водяної пари  $P_n$ , або за рівнянням стану ідеального газу виду (2.1), тобто

$$\rho_n = P_n / (R_n T). \quad (2.15)$$

### ***h-d* – діаграма вологого повітря**

Розрахунки термодинамічних характеристик атмосферного повітря аналітичним шляхом за наведеними вище формулами призводять до значних витрат часу на такі розрахунки.

У 1918 році проф. МВТУ Л. К. Рамзін запропонував *h-d* – діаграму, в якій графо-аналітичним шляхом виконуються розрахунки вентиляції, кондиціонування повітря, повітряного опалення, сушки.

*h-d* – діаграма виражає залежність основних характеристик вологого повітря  $t$ ,  $h$ ,  $d$ ,  $\phi$ ,  $P_n$  при заданому барометричному тиску. Діаграма побудована для барометричних тисків 760 і 745 мм рт. ст.

За віссю ординат в *h-d* – діаграмі відкладають ентальпію вологого повітря в кДж/кг с.п, а за віссю абсцис - вологовміст вологого повітря в г/кг с.п (див. рис. 2.2).

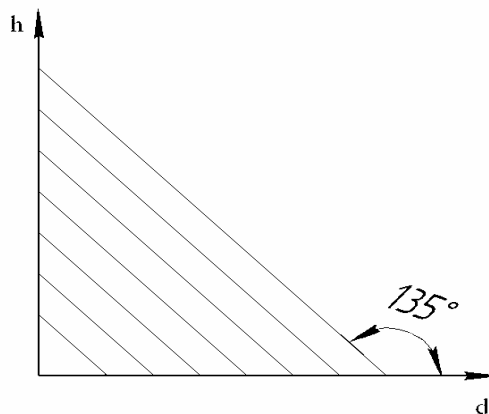


Рис. 2.2. Координатні вісі в *h-d* – діаграмі

Для кращого використання площі *h-d* – діаграми вісі координат розташовані під кутом  $135^\circ$ .

В останній час використовують діаграму, яка дозволяє виконати розрахунки для будь-якого барометричного тиску повітря.

*Побудова h-d – діаграми* (див. рис. 2.3)

Основними рівняннями при побудові *h-d* – діаграми є рівняння (2.12), в якому величина вологовмісту наведена в г/кг с.п, тобто

$$h = 1,005 t + (2500 + 1,8 t) (d/1000),$$

а також рівняння для визначення вологовмісту (2.6)

$$d = 622 \frac{\varphi P_s}{P_a - \varphi P_s}.$$

З аналізу першого рівняння видно, що можна встановити зв'язок між температурою, ентальпією та вологовмістом вологого повітря.

Очевидно, що ізотерми в  $h-d$  – діаграмі є лінії, які наближені до прямих, а для побудови прямої лінії достатньо мати дві точки на полі діаграми.

Побудову виконаємо для нормального барометричного тиску атмосферного

повітря  $P_6 = 760$  мм рт.ст = 101,325 кПа, тиск насичення водяної пари в залежності від температури будемо визначати за табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Тиск насичення водяної пари  $P_s$  в залежності від температури

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Тиск насичення водяної пари $P_s$	
	мм рт. ст	Па
- 20	0,96	128,0
- 10	2,159	287,8
0	4,579	610,8
10	9,21	1277,7
20	17,5	2337,0
30	31,8	4241,0
40	55,3	7375,0
50	92,3	12335,0
60	149,2	19917,0
70	233,5	31170,0
80	355	47360,0
90	525	70110,0
100	760	101325,0

Як приклад, побудуємо ізотерму  $t = 0$  °С.

З другого рівняння, наведеного вище, видно, що для визначення вологовмісту  $d$ , який входить до першого рівняння, необхідно знати значення відносної вологості повітря  $\varphi$ .

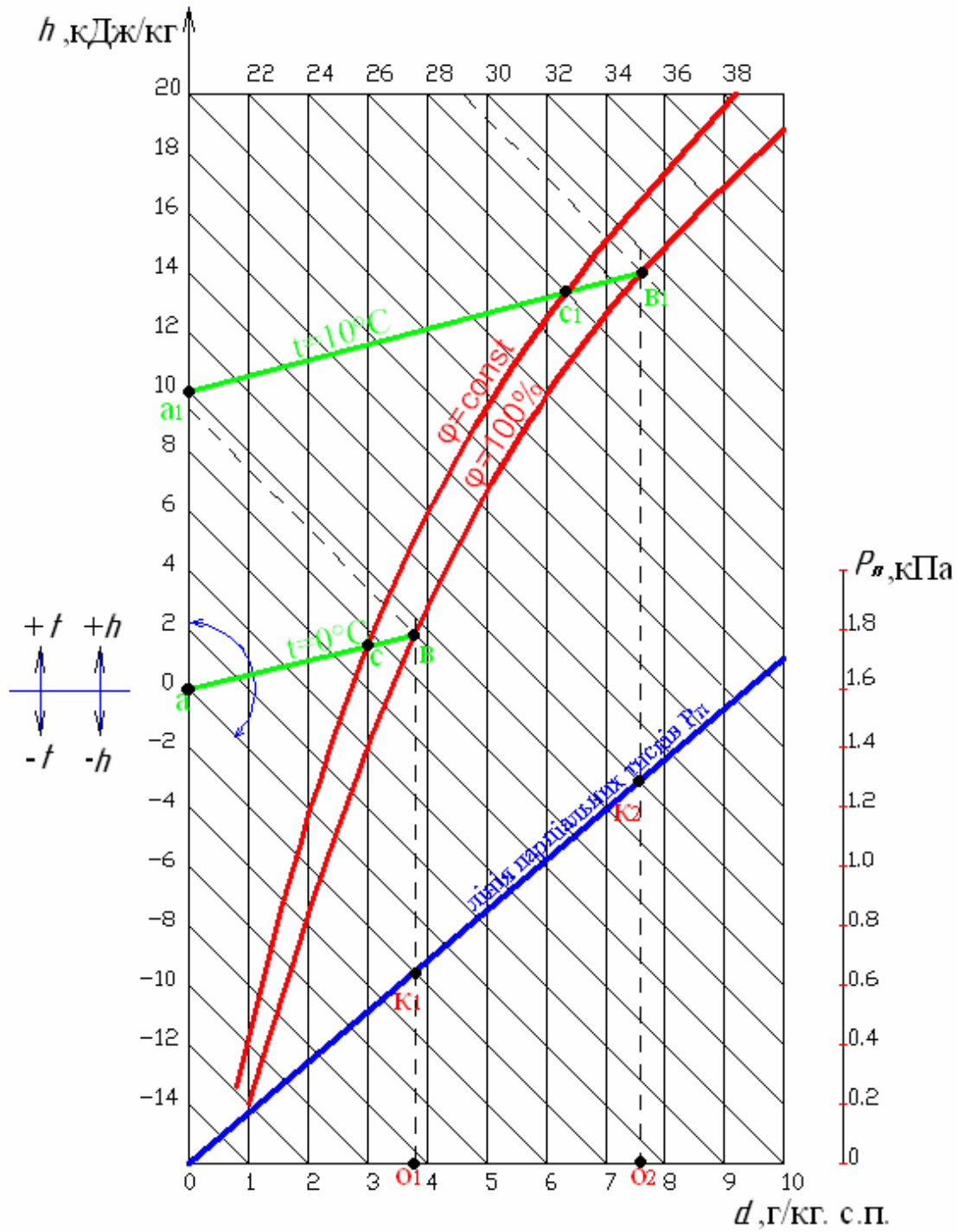


Рис. 2.3. Побудова  $h-d$  – діаграми для  $P_6 = 101,325$  кПа

Тому, для побудови ізотерми беремо два граничні значення відносної вологості, що характеризують стан вологого повітря, тобто  $\varphi = 0\%$  і  $\varphi = 100\%$ .

$$\varphi = 0\%$$

Оскільки  $\varphi = 0\%$ , то з другого рівняння величина  $d = 0$ , а з першого -  $h = 0$ .

Отримуємо точку 1, з координатами  $[0; 0]$ , яку позначимо «а».

$$\varphi = 100\%$$

Попередньо з табл. 2.1 визначимо тиск насичення водяної пари  $P_s = f(t_s = 0\text{ }^\circ\text{C})$  що дорівнює 611 Па.

$$\text{Тоді } d = \frac{1 \cdot 611}{101325 - 611} = 3,77 \text{ г/кг с.п.}$$

Далі з першого рівняння отримуємо ентальпію

$$h = 0 + (2500 + 0) (3,77/1000) = 9,44 \text{ кДж/кг с.п.}$$

Отримуємо точку з координатами  $[3,77; 9,44]$ , позначимо її «в».

З'єднуючи точки а і в, отримуємо ізотерму  $t = 0\text{ }^\circ\text{C}$ .

Аналогічно будуємо ізотерму, наприклад,  $t = 10\text{ }^\circ\text{C}$ .

$$\varphi = 0\%$$

$d = 0$ , оскільки  $\varphi = 0$ .

$$h = 1,005 \cdot 10 = 10,05 \text{ кДж/кг с.п.}$$

Отримуємо точку  $a_1$  з координатами  $[0; 10,05]$ .

$$\varphi = 100\%$$

$$P_s = f(t_s = 10\text{ }^\circ\text{C}) = 1278 \text{ Па.}$$

$$d = \frac{1 \cdot 1278}{101325 - 1278} = 7,63 \text{ г/кг с.п.}$$

$$h = [1,005 \cdot 10 + (2500 + 1,8 \cdot 10)] \cdot (7,63/1000) = 29,26 \text{ кДж/кг с.п.}$$

Отримуємо точку  $v_1$  з координатами  $[7,63; 29,26]$ .

Через точки  $a_1$  і  $v_1$  проводимо ізотерму  $t = 10\text{ }^\circ\text{C}$ .

Таким же чином можна побудувати і інші ізотерми.

Надалі, з'днуючи точки  $b, b_1, \dots, b_n$  плавною лінією, отримуємо лінію відносної вологості  $\varphi = 100\%$ .

Для точок  $a, a_1, \dots, a_n$  лінія відносної вологості повітря відповідає  $\varphi = 0\%$ , тобто це сухе повітря без водяної пари.

Область діаграми, що знаходиться вище кривої  $\varphi = 100\%$ , відноситься до стану ненасиченого вологого повітря, в якому водяна пара знаходиться у перегрітому стані.

Будь-яка точка, що знаходиться на лінії  $\varphi = 100\%$ , відноситься до стану насиченого вологого повітря, в якому водяна пара знаходиться у сухому насиченому стані.

Область діаграми, що знаходиться нижче лінії  $\varphi = 100\%$ , характеризує стан пересиченого вологого повітря, водяна пара в якому знаходиться у вологому насиченому стані. Такий стан повітря зазвичай можливо отримати штучним шляхом, наприклад, зволожуючи повітря у форсуноквих камерах водою.

Описаним вище способом можливо побудувати решту кривих відносної вологості повітря, тобто  $\varphi = \text{Const}$ , при цьому одне значення відносної вологості дорівнюватиме  $\varphi = 0\%$ , а інше – те значення, яке необхідно побудувати, тобто  $\varphi = \text{Const}$ .

В нижній частині діаграми наноситься лінія парціальних тисків водяної пари в повітрі  $P_{\text{п}}$  для заданого барометричного тиску атмосферного повітря.

Лінію  $P_{\text{п}} = f(d)$  можливо отримати двома способами:

1. Використовуючи аналітичну залежність

$$d = 622 \frac{P_{\text{і}}}{P_{\text{с}}} = 622 \frac{P_{\text{і}}}{P_{\text{а}} - P_{\text{і}}},$$

звідки  $dP_6 = 622 P_n + P_n d$ , а величина  $P_i = \frac{P_a d}{622 + d}$ .

Беручи довільні значення  $d_1, d_2, \dots, d_n$  отримуємо відповідні значення  $P_{n1}, P_{n2}, \dots, P_{nn}$  (у відповідному масштабі). З'єднуючи отримані точки плавною лінією, отримуємо лінію  $P_n = f(d)$ .

2. З точок перетину ізотерм з лінією  $\phi = 100\%$  проводяться вертикальні лінії, які є лініями  $d = \text{Const}$ , для яких  $P_n = P_s$  (див. процес 2 в  $P$ - $v$  – діаграмі на рис. 2.1). На лініях  $d = \text{Const}$  у відповідному масштабі відкладаються відрізки  $O_1K_1, O_2K_2$  і т. ін., які відповідають тискам насиченої водяної пари при даних температурах, і які одночасно є парціальними тисками водяної пари для даного вологовмісту повітря.

Тиск насичення водяної пари за даною температурою визначають за табл. 2.1.

Через отримані на діаграмі точки  $K_1, K_2$  і т. ін. проводиться лінія  $P_n = f(d)$ .

З правого боку діаграми на лініях, які є паралельними вісі ординат, наноситься шкала парціальних тисків  $P_n$  в кПа.

В підсумку побудови  $h$ - $d$  – діаграми зазначимо, що ізотерми, які розташовані на полі діаграми, не паралельні між собою, особливо це стосується високих температур.

Це можливо пояснити, аналізуючи залежність

$$h = 1,005 t + (2500 + 1,8 t) (d/1000).$$

Так, для  $\phi > 0$  з підвищенням температури величина  $d = 622 \frac{\phi P_s}{P_a - \phi P_s}$

збільшується не пропорційно росту температури, оскільки тиск насичення водяної пари  $P_s$  з підвищенням температури зростає не за прямолінійною, а за криволінійною залежністю (див. рис. 2.4). Тому для однакового кроку

температур величина  $h$  змінюється не з однаковим кроком.

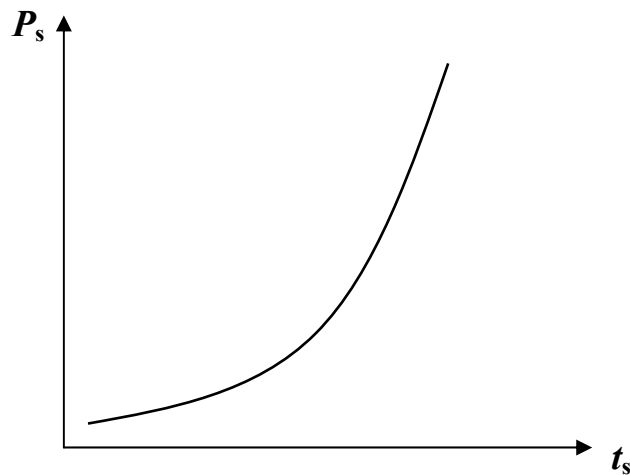


Рис. 2.4. Залежність тиску насичення водяної пари від температури

За допомогою  $h-d$  – діаграми за відомими двома характеристиками можливо визначення решти його характеристик(див. рис. 2.5).

Дано визначення температури повітря за мокрим термометром.

*Температура повітря за мокрим термометром* – є температурою насичення водяної пари, яка міститься у атмосферному повітрі, в процесі зміни його стану за постійною ентальпією.

## 2.2. Процеси змішування повітря. Промені процесів

Нехай до суміші вступає повітря масовою витратою  $M_A$ , кг/с з параметрами в точці А (див. рис. 2.6) –  $h_A$  та  $d_A$  та повітря масовою витратою  $M_B$ , кг/с з параметрами в точці Б –  $h_B$  та  $d_B$ .

Необхідно визначити масову витрату суміші  $M_C$  та її характеристики, зокрема ентальпію  $h_C$  та вологовміст  $d_C$ .

Для можливості вирішення задачі витрату повітря в точці А візьмемо за відносну одиницю, тобто  $M_A = 1$ .

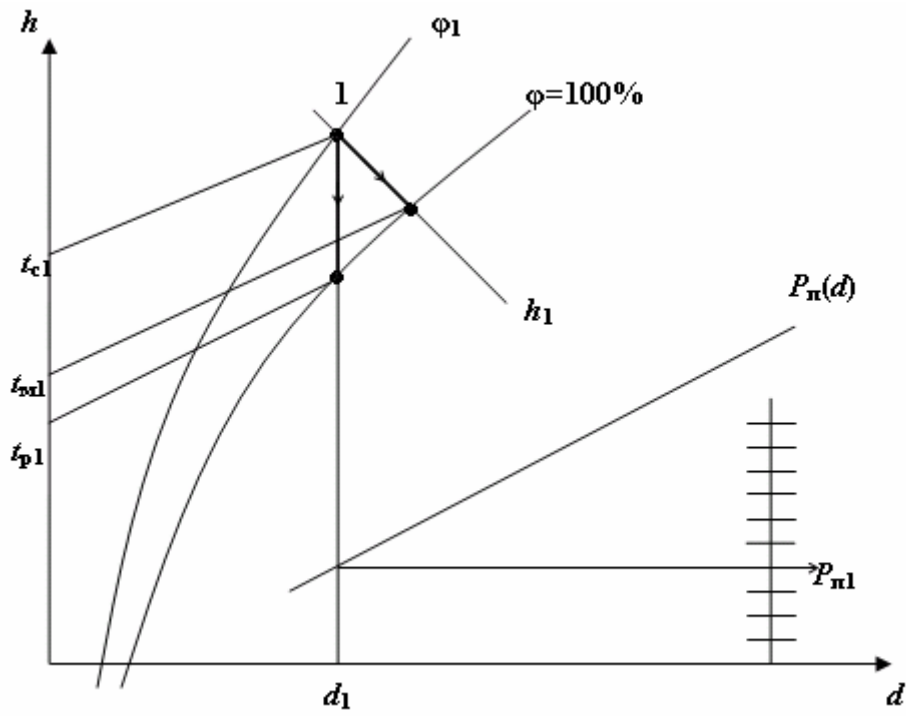


Рис. 2.5. Приклад визначення термодинамічних характеристик атмосферного повітря

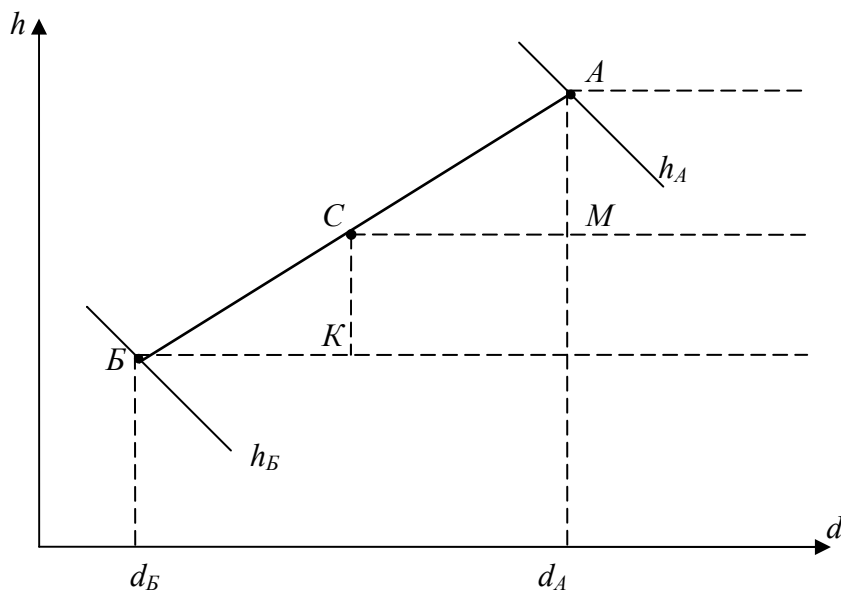


Рис. 2.6. До визначення параметрів суміші повітря

Позначимо відношення  $M_B / M_A = n$ , тоді відносна витрата повітря в точці Б буде  $M_B = n$ , а масова витрата суміші повітря  $M_C = M_A + M_B$ , а в відносних одиницях  $M_C = 1 + n$ .

*Розв'язок*

- Складемо рівняння теплового балансу для процесу суміші

$$h_A \cdot 1 + h_B \cdot n = h_C \cdot (1 + n). \quad (2.16)$$

З цього рівняння можна визначити ентальпію суміші

$$h_C = (h_A \cdot 1 + h_B \cdot n) / (1 + n). \quad (2.17)$$

Але для наступного отримання узагальнюючих залежностей перепишемо рівняння (2.16) у наступному вигляді

$$(h_A - h_C) = (h_C - h_B) n, \quad (2.18)$$

звідки визначається величина

$$n = (h_A - h_C) / (h_C - h_B). \quad (2.19)$$

- Складемо рівняння балансу за вологою для процесу суміші

$$\frac{d_A}{1000} \cdot 1 + \frac{d_A}{1000} n = d_N (1 + n). \quad (2.20)$$

Перепишемо рівняння (2.20) у наступному вигляді

$$\frac{(d_A - d_N)}{1000} = \frac{(d_N - d_A)}{1000} n. \quad (2.21)$$

Поділимо рівняння (2.18) на рівняння (2.20), отримаємо

$$\frac{h_A - h_N}{d_A - d_N} \cdot 1000 = \frac{h_N - h_A}{d_N - d_A} \cdot 1000 \quad (2.22)$$

Рівняння (2.22) є рівнянням прямої у відрізках на осях, яка проходить через точки з заданими параметрами А і Б та невідому точку суміші С.

*Висновок 1:* Лінія суміші повітря двох станів є пряма лінія.

Тому з'єднаємо прямою лінією точки А і Б, зображених на рис. 2.6, і визначимо положення на ній точки суміші С.

Позначимо умовно положення точки С на прямій АБ, надалі розглянемо

два трикутника:  $\Delta AMC$  подібний  $\Delta SKB$ .

Згідно з умовами подібності трикутників відношення гіпотенуз позначимо через відношення різниці відповідних ентальпій, тобто

$$\frac{\dot{A}\tilde{N}}{\tilde{N}\dot{A}} = \frac{\dot{A}\dot{I}}{\tilde{N}\dot{E}} = \frac{h_A - h_{\tilde{N}}}{h_{\tilde{N}} - h_A},$$

(2.23)

а це в свою чергу буде величина  $n$  (див. формулу (2.19)), а  $n = M_B / M_A$ , тобто

$$\frac{\dot{A}\tilde{N}}{\tilde{N}\dot{A}} = \frac{\dot{I}_{\tilde{A}}}{\dot{I}_{\dot{A}}}. \quad (2.24)$$

*Висновок 2:* Точка суміші поділяє пряму суміші на відрізки, які зворотно пропорційні масовим витратам повітря, що входять до суміші.

Для практичного визначення точки суміші повітря двох станів в  $h-d$  – діаграмі позначають точки А та Б, які з'єднуються прямою лінією. Далі вимірюється довжина відрізка АБ і складається наступне співвідношення

$$\frac{\dot{I}_{\tilde{N}}}{l_{\dot{A}\dot{A}}} = \frac{\dot{I}_{\dot{A}}}{l_{\tilde{N}\dot{A}}} = \frac{\dot{I}_{\dot{A}}}{l_{\dot{A}\tilde{N}}}, \quad (2.25)$$

звідки визначається довжина відрізка

$$l_{\tilde{N}\dot{A}} = (\dot{I}_{\dot{A}} / \dot{I}_{\tilde{N}}) l_{\dot{A}\dot{A}},$$

або

$$l_{\dot{A}\tilde{N}} = (\dot{I}_{\dot{A}} / \dot{I}_{\tilde{N}}) l_{\dot{A}\dot{A}}, \quad (2.26)$$

що відкладається на прямій суміші, отримуючи таким чином точку суміші С, в якій визначається ентальпія ( $h_C$ ), вологовміст ( $d_C$ ), температура ( $t_C$ ) і, при необхідності, інші параметри суміші.

### ***Характерні випадки зміни стану вологого повітря***

В теорії та практиці опалювально-вентиляційної техніки мають місце наступні процеси зміни стану повітря:

- нагрівання;
- охолодження;
- осушка;
- зволоження.

Перелічені процеси протікають окремо, або спільно деякі з них, а для можливості їх протікання до повітря необхідно підвести або відвести теплоту ( $Q \uparrow \downarrow$ ) чи вологу ( $W \uparrow \downarrow$ ).

Як приклад, розглянемо довільний процес 1-2 (див. рис. 2.7)

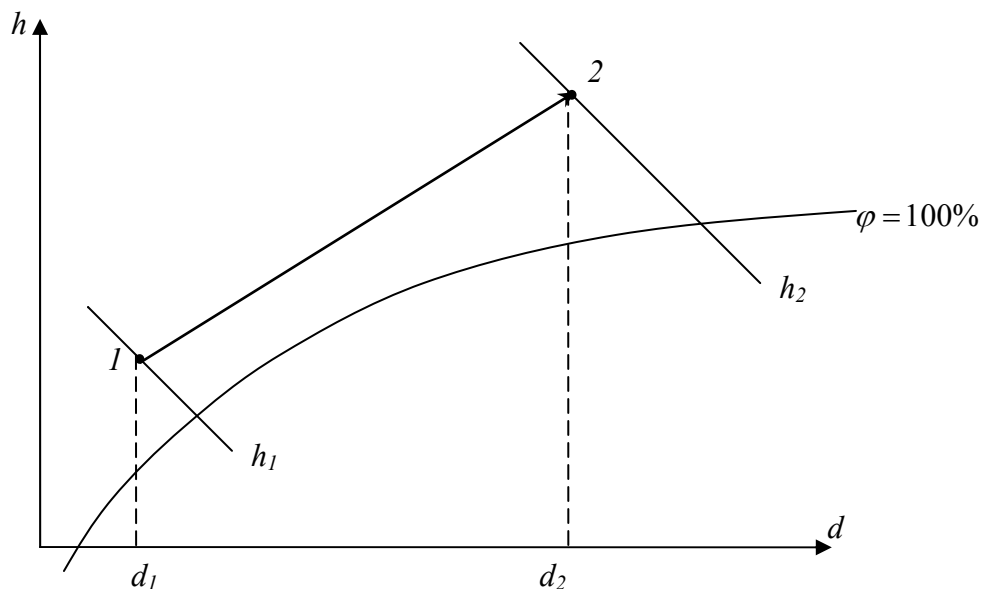


Рис. 2.7. Процес зміни стану повітря

В процесі 1-2 відбувається нагрівання та зволоження повітря за рахунок підведення до нього теплоти та вологи.

Позначивши масову витрату повітря  $M_{\text{п}}$ , кг/с, визначимо потік теплоти ( $Q$ , кВт) та масову витрати вологи ( $W$ , кг/с), що підведені до повітря відповідно

$$Q_{1-2} = M_{\text{п}} (h_2 - h_1); \quad (2.27)$$

$$W_{1-2} = M_{\text{г}} \frac{d_2 - d_1}{1000}. \quad (2.28)$$

Поділимо вираз (2.27) на вираз (2.28), отримаємо

$$\frac{Q_{1-2}}{W_{1-2}} = \frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_1} 1000 = \frac{\Delta h}{\Delta d} 1000 = \varepsilon. \quad (2.30)$$

$\varepsilon$  зветься *кутовим коефіцієнтом променя процесу*, має одиницю кДж/кг вологи, характеризує яка кількість теплоти підводиться до повітря або відводиться від нього в процесі зміни стану повітря на 1 кг вологи.

Далі розглянемо характерні випадки зміни стану повітря.

На рис. 2.8 точкою А позначимо початковий стан повітря і розглянемо наступні групи процесів.

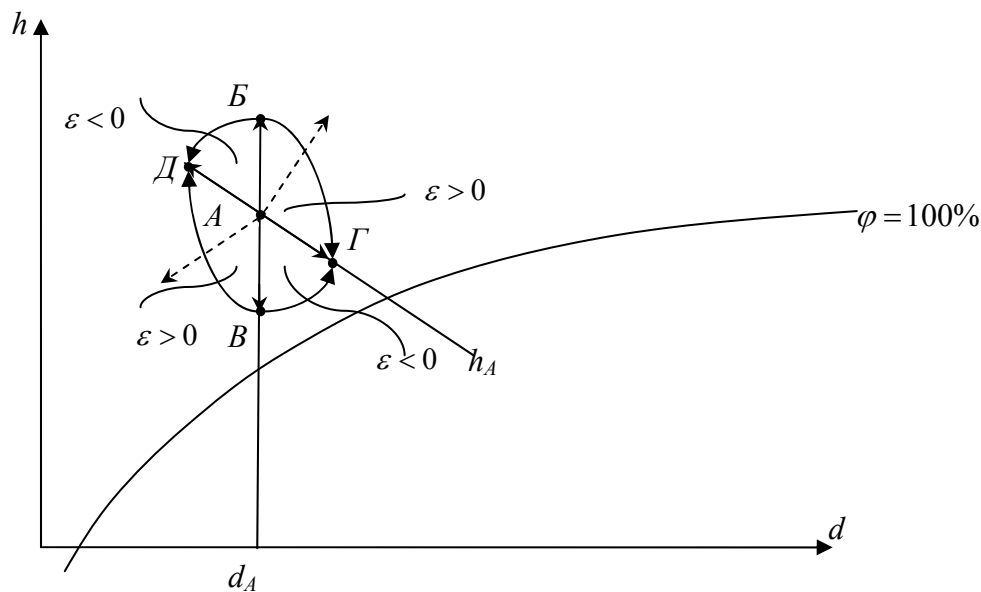


Рис. 2.8. До характерних випадків зміни стану повітря

- Група процесів АБ, що протікають при  $d = \text{Const}$ .

Кутовий коефіцієнт променів процесів  $\varepsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} 1000 = +\infty$ .

Це є процеси нагрівання повітря в поверхневих калориферах (повітронагрівачах).

• Група процесів АВ, що також, як і процеси АБ, протікають при  $d = \text{Const}$ .

$$\text{Кутовий коефіцієнт променів процесів } \varepsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} 1000 = - \infty.$$

Це є процеси охолодження повітря в поверхневих повітроохолоджувачах.

• Група процесів АГ, що протікають при  $h = \text{Const}$ .

$$\text{Кутовий коефіцієнт променів процесів } \varepsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} 1000 = + 0.$$

Це є процеси адіабатного зволоження повітря. Вони широко застосовуються, наприклад, в системах кондиціонування повітря при адіабатному зволоженні повітря в холодний період року. При розпилюванні води в міських фонтанах також має місце адіабатне зволоження повітря.

• Група процесів АД, що також, як і процеси АГ, протікають при  $h = \text{Const}$ .

$$\text{Кутовий коефіцієнт променів процесів } \varepsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} 1000 = - 0.$$

Це є процеси адіабатної осушки повітря, що характеризуються зменшенням вологовмісту та збільшенням температури.

Для осушки повітря, наприклад, може використовуватися така речовина як селікогель, що поглинає вологу, після деякого терміну його використання необхідно просушити цю речовину і знову використовувати для осушки повітря.

Розглянуті вище процеси можна вважати ідеальними, тобто вони протікають при постійному одному з параметрів.

*Реальні політропні процеси:*

- Група процесів, що протікають в межах БАГ, характеризуються кутовим коефіцієнтом променя процесів  $\epsilon > 0$ . При їх здійсненні повітря зволожується та підвищує ентальпію. У цих процесах повітря може нагріватися, або охолоджуватися.

- Група процесів, що протікають в межах ДАВ, характеризуються кутовим коефіцієнтом променя процесів  $\epsilon > 0$ . При їх здійсненні повітря осушується та зменшує ентальпію. У цих процесах повітря може нагріватися, або охолоджуватися.

- Група процесів, що протікають в межах ВАГ, характеризуються кутовим коефіцієнтом променя процесів  $\epsilon < 0$ . При їх здійсненні повітря зволожується та охолоджується, зменшуючи при цьому ентальпію.

- Група процесів, що протікають в межах БАД, характеризуються кутовим коефіцієнтом променя процесів  $\epsilon < 0$ . При їх здійсненні повітря осушується та нагрівається, збільшуючи при цьому ентальпію.

### ***Способи визначення кутових променів процесів та нанесення їх в h-d діаграмі***

*Розглянемо приклад:* Нехай до вологого повітря масовою витратою  $M_{\text{пов}}$ , кг/с, підмішується водяна пара масовою витратою  $M_{\text{п}}$ , кг/с. Початкові параметри вологого повітря: ентальпія  $h_1$ , кДж/кг; вологовміст  $d_1$ , г/кг с.п. Для водяної пари задаємо її ентальпію  $i_{\text{п}}$ , кДж/кг.

*Визначити* величину кутового коефіцієнта променя процесу та кінцеві характеристики пароповітряної суміші, зокрема ентальпію  $h_2$ , кДж/кг, та вологовміст  $d_2$ , г/кг с.п.

*Розв'язок*

Після підмішування до повітря водяної пари записується рівняння теплового балансу нового стану повітряпарової суміші

$$h_2 (M_{\text{пов}} + M_{\text{п}}) = M_{\text{пов}} h_1 + M_{\text{п}} i_{\text{п}}. \quad (2.31)$$

Розділимо ліву та праву частини рівняння (2.31) на величину  $M_{\text{пов}}$ , отримаємо

$$h_2 + h_2 (M_{\text{п}} / M_{\text{пов}}) = h_1 + i_{\text{п}} (M_{\text{п}} / M_{\text{пов}}),$$

або в іншому вигляді

$$h_2 - h_1 = i_{\text{п}} (M_{\text{п}} / M_{\text{пов}}) - h_2 (M_{\text{п}} / M_{\text{пов}}). \quad (2.32 \text{ а})$$

Аналіз отриманого рівняння (2.32 а): чисельне значення величини ентальпії пари складає біля 2500 кДж/кг; максимальне значення ентальпії повітря при використанні його для вентиляції та кондиціонування повітря складає  $h_{2 \text{ max}} = 100$  кДж/кг.

Тому з достатньою для практичних розрахунків точністю, яка складає біля 5 %, складовою  $h_2 (M_{\text{п}} / M_{\text{пов}})$  можна знехтувати, і вираз (2.32 а) можна переписати у наступному вигляді

$$h_2 - h_1 = i_{\text{п}} (M_{\text{п}} / M_{\text{пов}}). \quad (2.32 \text{ б})$$

Запишемо також рівняння балансу за вологою, після відповідного перетворення якого отримаємо

$$\frac{d_2 - d_1}{1000} = \frac{\dot{I}_{\text{п}}}{\dot{I}_{\text{п} \text{ в} \text{ а}}} - d_2 \frac{\dot{I}_{\text{п}}}{\dot{I}_{\text{п} \text{ в} \text{ а}}}. \quad (2.33 \text{ а})$$

Нехтуючи складовою  $d_2 \frac{\dot{I}_{\text{п}}}{\dot{I}_{\text{п} \text{ в} \text{ а}}}$  з похибкою що не перевищує 3 %, вираз (2.33 а) можна переписати у наступному вигляді

$$\frac{d_2 - d_1}{1000} = \frac{\dot{I}_{\text{п}}}{\dot{I}_{\text{п} \text{ в} \text{ а}}}. \quad (2.33 \text{ б})$$

Розділимо вираз (2.32 б) на вираз (2.33 б), отримаємо



Перетин отриманих значень  $h_k$  та  $d_k$  дає довільну проміжну точку  $m$ , з'єднавши яку з точкою 1, отримуємо напрямок кутового коефіцієнта променя процесу  $\varepsilon$ .

Для знаходження кінцевих параметрів повітрянопарової суміші достатньо обчислити один з її параметрів, наприклад, кінцеве значення вологовмісту згідно з рівнянням (2.33 б)

$$d_2 = d_1 + (M_{\text{п}} / M_{\text{пов}}) 1000, \text{ г/кг с.п.}$$

Перетин величини  $d_2$  з напрямком кутового коефіцієнта променя процесу, дає точку 2, в якій можна визначити решту характеристик суміші.

### *Кутовий масштаб в $h$ - $d$ діаграмі*

Для побудови кутового масштабу задаємо початкові параметри повітря:  $h_1 = 0$ ;  $d_1 = 0$  (точка 0 на рис. 2.10).

Позначимо кінцеві значення повітрянопарової для різних процесів:  $h_2$  і  $d_2$ .

Тоді значення кутового коефіцієнта променя процесу

$$\varepsilon = \frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_1} 1000 = \frac{h_2}{d_2} 1000.$$

Оскільки раніше було показано, що промінь процесу – це пряма лінія, то можливо задати будь-яке кінцеве значення вологовмісту  $d_2$ , наприклад візьмемо  $d_2 = 10$  г/кг с.п.

Беручи  $h_2 = 0, 1, 2, 3, \dots, n$ , перетинаємо ці значення з величиною  $d_2 = 10$  г/кг с.п, отримуємо точки 2. З'єднуємо прямою лінією точку 0 і точки 2, отримуємо промені процесів з чисельними значеннями кутових коефіцієнтів:

$\varepsilon_0 = (0 \cdot 1000) / 10 = 0$ ;  $\varepsilon_1 = (1 \cdot 1000) / 10 = 100$ ;  $\varepsilon_2 = (2 \cdot 1000) / 10 = 200$ ; .... ,  $\varepsilon_{20} = (20 \cdot 1000) / 10 = 2000$  кДж/кг вологи, і т.ін.

Над кожним з променів процесів позначається чисельне значення кутового коефіцієнта.

В реальній  $h$ -  $d$  діаграмі на допоміжних полях ( зправа, зверху і знизу) нанесений кутовий масштаб.

Для того, щоби в  $h$ -  $d$  діаграмі через задану точку провести напрямок

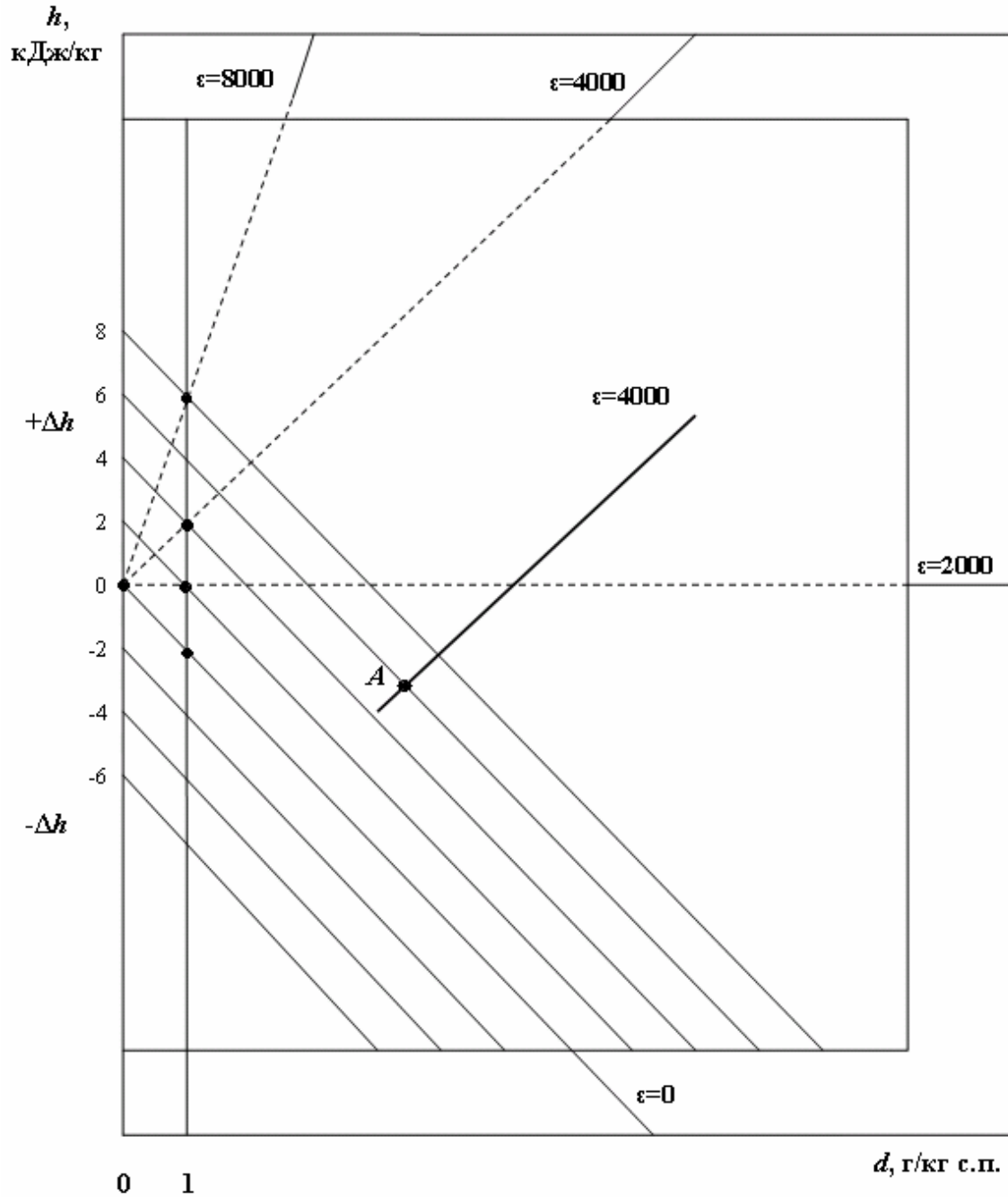


Рис. 2.10. Кутовий масштаб в  $h$ -  $d$  діаграмі

кутового коефіцієнта променя процесу необхідно на допоміжному полі відшукати лінію з відомим значенням  $\varepsilon_i$ , а потім через цю точку провести лінію, яка паралельна відомому значенню  $\varepsilon_i$ .

### 2.3. Розрахунки надходжень теплоти та вологи до приміщень

Теплота ( $Q$ , кВт) в приміщення надходить від промислового обладнання, нагрітих поверхонь теплообмінників, від людей, сонячної радіації та т.п.

Волога ( $W$ , кг/с) надходить від технологічного обладнання, людей, відкритих резервуарів з водою та т.п.

При випаровуванні води, наприклад, з відкритих поверхонь резервуарів (див. рис. 2.11) розрізняють так звану «явну» теплоту  $Q_{\text{я}}$  та «приховану» теплоту  $Q_{\text{прих}}$ .

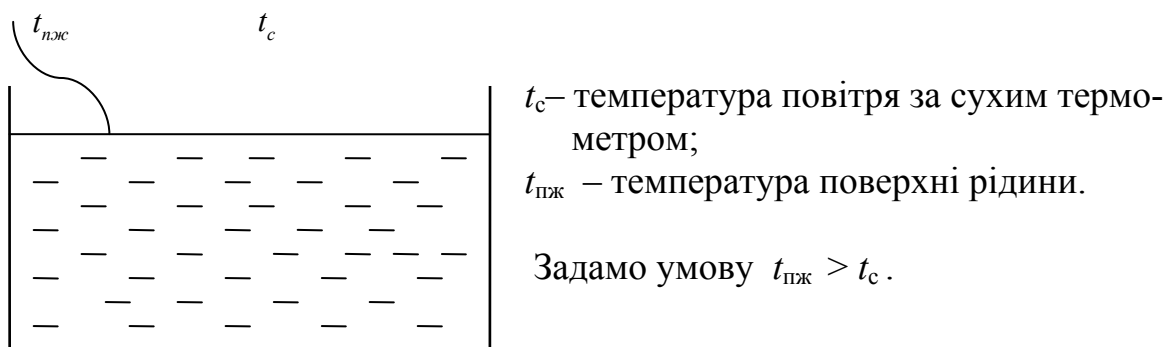


Рис. 2.11. Резервуар з водою

«Явна» теплота – це теплота яка надходить до повітря за рахунок різниці температур ( $t_{\text{пж}} - t_c$ ), величина потоку цієї теплоти визначається за формулою

$$Q_{\text{я}} = \bar{\alpha} F_{\text{пж}} (t_{\text{пж}} - t_c), \quad (2.35)$$

де  $\bar{\alpha}$  - сумарний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією та випромінюванням, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_{\text{пж}}$  – площа поверхні рідини, м<sup>2</sup>.

Прихована теплота – це теплота, яка надходить до приміщення з вологою, яка випаровується, наприклад, в резервуарі

$$Q_{\text{прих}} = W r, \quad (2.36)$$

де  $W$  – масова витрата вологи, або пари, що надходить до приміщення з резервуару, кг/с;  $r$  – теплота фазового переходу, кДж/кг.

Величина  $W$  обчислюється за рівнянням Дальтона

$$W = \beta F_{\text{іж}} (\tilde{N}_1 - \tilde{N}_2) \frac{D_1}{D_a}, \quad (2.37)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт масообміну, м/с;  $C_1$  – концентрація водяної пари в повітрі у поверхні рідини, кг/м<sup>3</sup> (фактично це густина насиченої водяної пари, яка визначається при  $t_{\text{пж}}$  та парціальному тиску водяної пари  $P_s$ );  $C_2$  – концентрація водяної пари у повітрі далеко від поверхні тепло-масообміну, кг/м<sup>3</sup> (фактично це густина перегрітої водяної пари, яка визначається за температурою за сухим термометром  $t_c$  та парціальному тиску водяної пари  $P_{\text{п2}}$ );  $P_n$  і  $P_0$  – нормальний та дійсний барометричний тиски повітря, Па.

При виконанні практичних розрахунків найбільш складним є визначення коефіцієнта масообміну  $\beta$ .

Для його визначення можна скористатися безрозмірним рівнянням, яке у загальному вигляді запишеться

$$\text{Nu}' = f(\text{Ar}, \text{Pr}'), \quad (2.38)$$

де  $\text{Nu}'$  – дифузійне число Нуссельта;  $\text{Ar}$  – критерій Архімеда;  $\text{Pr}'$  – дифузійний критерій Прандтля.

$$\text{Nu}' = \frac{\beta l_1}{D}, \quad \text{Ar} = \frac{g l_1^3}{D} \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_2}, \quad \text{Pr}' = \frac{\nu}{D},$$

де  $l_1$  – визначальний розмір, м;  $D$  – коефіцієнт дифузії, м<sup>2</sup> / с;  $\nu$  – кінематична в'язкість, м<sup>2</sup> / с;  $\rho_1$  – густина вологого повітря у ядрі потоку,

кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_2$  – густина вологого повітря у поверхні теплообміну, кг/м<sup>3</sup>.

За умов протікання процесу і параметрів повітря, очевидно, що  $\rho_1 > \rho_2$ .

При визначенні коефіцієнта масообміну можна провести відому аналогію визначення коефіцієнта тепловіддачі при вільному русі повітря, де використовувалося у загальному вигляді рівняння  $Nu = f(Gr Pr)$ .

### **2.3.1. Надходження теплоти від механічного обладнання**

Теплоту, яка надходить від працюючих верстатів, машин та іншого обладнання, що приводиться в дію електродвигунами, розраховують за формулою

$$Q_m = N_y \eta_1 \eta_2 \eta_3, \quad (2.39)$$

де  $N_y$  – номінальна потужність електродвигунів, Вт;  $\eta_1$  – коефіцієнт завантаження обладнання;  $\eta_2$  – коефіцієнт одночасності роботи обладнання;  $\eta_3$  – коефіцієнт, яким враховують, скільки витраченої механічної енергії перетворюється в теплову та передається повітря приміщення.

### **2.3.2. Надходження теплоти від нагрітих поверхонь теплообмінників**

Надходження теплоти від нагрітих поверхонь промислових апаратів розраховують за формулою

$$Q_T = kF_T(t_a - t_{p.п}), \quad (2.40)$$

або

$$Q_T = \alpha F_T(t_{пов} - t_{p.п}), \quad (2.41)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі від робочої речовини в промисловому апараті до навколишнього середовища, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_T$  – поверхня теплообміну, м<sup>2</sup>;  $t_a$  – температура робочої речовини в апараті, °С;  $t_{p.п}$  – розрахункова температура повітря в приміщенні, °С;  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні апарату до навколишнього середовища, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_{пов}$  – температура поверхні апарату, °С.

### 2.3.3. Надходження теплоти від електричного освітлення

Надходження теплоти від електричного освітлення розраховують за формулою

$$Q_{e.o} = N_{e.o}, \quad (2.42)$$

де  $N_{e.o}$  – потужність електричної освітлювальної апаратури, Вт.

### 2.3.4. Надходження теплоти з інфільтраційним повітрям

Теплоту, яка надходить в приміщення з інфільтраційним повітрям, розраховують за формулою

$$Q_{\text{інф}} = L_{\text{інф}}(h_{\text{н}} - h_{\text{в}}), \quad (2.43)$$

де  $L_{\text{інф}}$  – масова витрата інфільтраційного повітря, яке надходить в приміщення, кг/с;  $h_{\text{н}}$  і  $h_{\text{в}}$  – відповідно ентальпія навколишнього та внутрішнього повітря, Дж/кг.

### 2.3.5. Надходження теплоти та вологи від людей

Теплота, яка надходить у приміщення від людей може бути «явна» -  $Q_{\text{я}}$ , «прихована» -  $Q_{\text{прих}}$ , а потік повної теплоти  $Q_{\text{л}} = Q_{\text{я}} + Q_{\text{прих}}$ .

В практичних розрахунках надходження повної теплоти від людей розраховують за формулою

$$Q_{\text{л}} = qn_{\text{ч}} + 0,85 qn_{\text{ж}} + 0,75qn_{\text{д}}, \quad (2.44)$$

де  $q$  – надходження повної теплоти від одного дорослого чоловіка, Вт/чол (залежить від температури внутрішнього повітря та характеру виконуваної роботи, яка може бути: легка, робота середньої важкості та важка фізична робота);  $n_{\text{ч}}$ ,  $n_{\text{ж}}$ ,  $n_{\text{д}}$  – відповідно кількість чоловіків, жінок та дітей в приміщенні.

Волога, яка надходить в приміщення від людей, кг/с, розраховується за формулою

$$W_{\text{л}} = \frac{(gn_{\text{ч}} + 0,85gn_{\text{ж}} + 0,75gn_{\text{д}}) \cdot 10^{-3}}{3600}, \quad (2.45)$$

де  $g$  – надходження вологи від одного дорослого чоловіка, г/год (залежить від температури навколишнього середовища та характеру виконуваної роботи – легка, середньої важкості, або важка фізична робота.)

### **2.3.6. Надходження теплоти від сонячної радіації**

Теплота сонячної радіації надходить до приміщень в основному через застосування світлових отворів і враховується у теплий період року, коли температура зовнішнього повітря більша за  $10^{\circ}\text{C}$ .

При розташуванні світлових отворів, наприклад, з одного боку приміщення, потік теплоти сонячної радіації визначається за формулою

$$Q_{c,p} = qF_{\zeta}\beta_{\zeta}K_{\zeta}K_a, \quad (2.46)$$

де  $q$  – густина теплового потоку, який надходить через одинарне застосування світлових отворів в липні,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  $F_{\zeta}$  – площа світлового отвору,  $\text{м}^2$ ;  $\beta_{\zeta}$  – коефіцієнт теплопропускання сонячнозахисних пристроїв;  $K_{\zeta}$  – коефіцієнт, який залежить від типу застосування і приймається 1,0; 0,9; 0,8 відповідно для одинарного, подвійного і потрійного застосування та 0,7 при застосуванні склоблоками і склопрофілітом;  $K_a$  – коефіцієнт, яким враховують акумуляцію теплоти внутрішніми обгородними конструкціями приміщення (у спрощеному вигляді можливо брати  $K_a = 1$ ).

Густина теплового потоку для вертикального застосування світлових отворів визначають за формулою

$$q = (q_{a,i} + q_{a,d})K_1K_2, \quad (2.47)$$

де  $q_{v,p}$  та  $q_{v,r}$  – відповідно густина потоку прямої та розсіяної сонячної радіації,  $\text{Вт}/\text{м}^2$  (залежить від пори року, орієнтації приміщення за сторонами світла та годин доби;  $K_1$  – коефіцієнт, яким враховують затемнення застосування світлових отворів перетинами та забруднення атмосфери;  $K_2$  – коефіцієнт, яким враховують забруднення скла.

### **2.3.7. Надходження вологи у приміщення**

Волога, яка надходить при випаровуванні води з відкритих поверхонь резервуарів, розраховується за формулою Дальтона (2.37).

Надходження вологи від технологічного обладнання визначається за технологічними даними.

### **2.3.8. Надходження шкідливих газів, парів та пилу у приміщення**

Для приміщень громадських будівель, наприклад, при наявності у них людей, надходить шкідлива речовина - вуглекислий газ, масова витрата якого залежить від кількості людей та характеру виконуваної роботи.

Масова витрата шкідливих газів, парів та пилу, що надходять до промислових приміщень від технологічного обладнання, визначається або за аналізом складу повітря у приміщенні, або за технологічними даними.

Вводиться так звана *гранична концентрація* відповідної шкідливої речовини у повітрі приміщення  $C_{гдж}$ , мг/м<sup>3</sup> – це така концентрація шкідливої речовини у повітрі приміщення, яке не впливає на нормальне самопочуття людини при знаходженні її у цьому приміщенні упродовж робочої зміни (8 годин).

## Розділ 3. СИСТЕМИ МЕХАНІЧНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

### 3.1. Загальні відомості

Основне завдання вентиляційних пристроїв полягає в тому, щоби забезпечити видалення з приміщення забрудненого повітря та подачу до нього свіжого навколишнього повітря. Таким чином створюється необхідний повітрообмін.

Найпростішим способом вентиляції є природне провітрювання, яке забезпечується надходженням повітря через нещільності в обгородженнях. Рушійною силою такого надходження повітря є різниця тисків зовнішнього та внутрішнього повітря  $\Delta P = P_i - P_a$ . Такий спосіб вентиляції можна забезпечити у невеликому об'ємі і він носить назву неорганізованого повітрообміну.

До способів організованого повітрообміну відноситься природна та вимушена вентиляція.

Природна вентиляція забезпечується за рахунок різниці густин зовнішнього та внутрішнього повітря, кожна з яких залежить від температури, тобто  $\Delta \rho = \rho_i - \rho_a = f(\Delta t)$ .

Природна вентиляція може здійснюватися двома способами:

- 1) аерація повітря до приміщення через відкриті фрамуги вікон і т. ін.;
- 2) надходження або видалення повітря через спеціальні канали.

Для промислових та громадських будівель найбільш поширеною є вимушена вентиляція, при якій повітря переміщується зовнішніми пристроями – вентиляторами.

Системи механічної вентиляції поділяються на припливні та витяжні, які можуть бути місцевими, загальнообмінними та комбінованими.

Для місцевих припливних систем подача повітря здійснюється в робочу зону, для місцевих витяжних систем видалення повітря здійснюється з

місце забруднення повітря.

Прикладом місцевої припливної вентиляції можуть бути повітряні завіси; повітряні душі (коли повітря направляється на працюючу людину) і т. ін.

Прикладом місцевої витяжної вентиляції є витяжний лабораторний шкаф, місцеві відсоси від технологічного обладнання і т. ін.

При використанні місцевих систем досягається кращий економічний ефект за рахунок менших витрат повітря, але до їх недоліку відносяться збільшені капітальні витрати, а також те, що їх не завжди можна застосувати.

У разі використання загальнообмінної вентиляції подача і видалення повітря здійснюється незалежно від місць забруднення повітря.

При одночасному застосуванні місцевої та загальнообмінної вентиляції система носить назву комбінованої.

### **3.2. Схема загальнообмінної припливно-витяжної механічної вентиляції**

Схема системи наведена на рис. 3.1.

Повітря, яке всмоктується припливним вентилятором через повітрязбірний пистрій послідовно проходить через все обладнання, яке розташоване на його шляху. При цьому повітря, при необхідності, очищується від пилу у фільтрі 2, нагрівається у холодний період року у калорифері 3 і через повітророзподільні пристрої подається до приміщення. Забруднене повітря через витяжні решітки надходить у витяжний повітропровід і витяжним вентилятором видаляється у навколишнє середовище.

У холодний період року рекомендується утилізувати теплоту вентиляційних викидів. Якщо повітря, що видаляється з приміщення, не

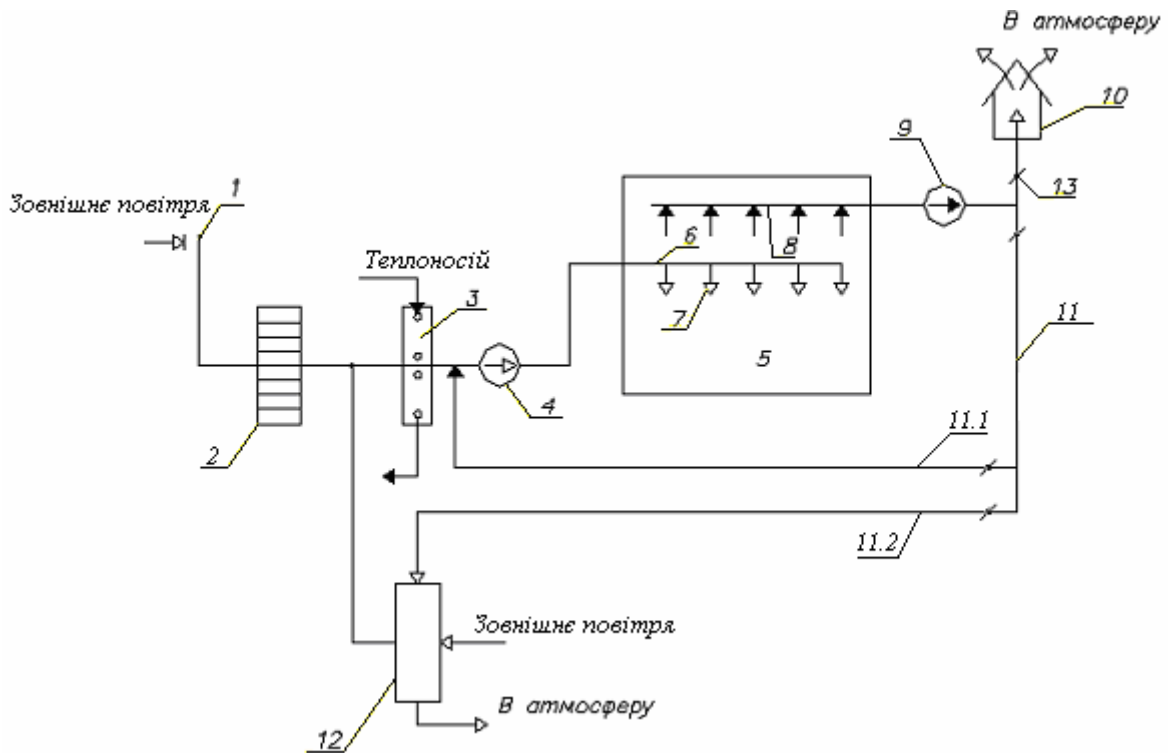


Рис. 3.1. Схема загальнообмінної вентиляції:

1 - повітрязбірний пристрій; 2 – фільтр для очищення повітря від пилу; 3 – калорифер для нагрівання повітря в холодний період року; 4 – припливний вентилятор; 5 – приміщення, яке вентилюється; 6- припливний повітропровід; 7 – повітророзподільний пристрій; 8 – витяжний повітропровід; 9 – витяжний вентилятор; 10 – витяжна шахта; 11 – рециркуляційний повітропровід; 12 – утилізатор теплоти вентиляційних викидів; 13 – регулювальні заслінки

забруднене, то воно за рециркуляційним повітропроводом 11.1 надходить на підмішування з зовнішнім повітрям після калорифера і надалі суміш подається у приміщення. Якщо повітря, що видаляється з приміщення, за санітарними нормами не можна подавати до приміщення, то воно за рециркуляційним повітропроводом 11.2 надходить на повітряно-повітряний утилізатор теплоти, у якому охолоджується, нагрівачи при цьому все або частину зовнішнього повітря. Використання теплоутилізатора призводить до зменшення витрати теплоти на нагрівання повітря у калорифері. До речі, нагрівання зовнішнього повітря у

калорифері здійснюється за рахунок охолодження мережевої води, що надходить від ТЕЦ або котельні.

### **3.3. Вибір розрахункових параметрів зовнішнього і внутрішнього повітря**

#### *Зовнішнє повітря*

З точки зору роботи систем механічної вентиляції розрізняють наступні періоди:

- теплий, коли температура зовнішнього повітря  $t_i > 10^0 C$  ;
- холодний, коли  $t_i < 10^0 C$  ;
- перехідний, коли  $t_i = 10^0 C$  .

Характеристики зовнішнього повітря ( температура  $t_n$  та ентальпія  $h_n$  ) у теплий та холодний період року визначаються у залежності від населеного пункту за параметрами А або Б.

Наприклад, для параметрів А розрахункова температура зовнішнього повітря у холодний період року відповідає середній температурі у 13 годин найхолоднішого місяця року, а у теплий період – середній температурі у 13 годин найгарячішого місяця року. Для цих температур та прийнятій відносній вологості повітря визначаються і ентальпії, які наведені у довідкових даних.

Розрахункова температура зовнішнього повітря, наприклад, для холодного періоду року за параметрами Б відповідає розрахунковій температурі на опалення, при якій визначається і ентальпія, і т. ін.

В розрахунках системи механічної вентиляції  $t_n$  та  $h_n$  вибираються для теплового періоду за параметрами А, а для холодного періоду – за параметрами Б.

#### *Внутрішнє повітря*

До параметрів внутрішнього повітря відносяться:

- температура  $t_b, ^\circ\text{C}$  ;
- відносна вологість  $\phi_b, \%$ ;
- швидкість  $v_b, \text{м/с}$ .

Температуру у приміщенні у теплий період року при влаштуванні системи механічної вентиляції беруть як  $t_{\text{аі}} = t_i + 3, ^\circ\text{C}$ ; в холодний період задають у залежності від призначення приміщення.

Відносна вологість повітря при влаштуванні системи механічної вентиляції не нормується, оптимальним значенням її є  $\phi_b = 40 \dots 60 \%$ ; мінімальне значення  $\phi_b = 20 \%$ ; максимальне припустиме -  $\phi_b = 70 \%$ .

Швидкість повітря у приміщенні беруть  $0,2 \dots 0,5 \text{ м/с}$  для теплого періоду року і  $0,2 \dots 0,3 \text{ м/с}$  – для холодного періоду року.

### 3.4. Способи розрахунку повітрообміну приміщень

#### 3.4.1. I спосіб – для приміщень з надлишками теплоти та вологи

До приміщення, яке зображене на рис.3.1, надходять:

$W$  – вологи при випаровуванні води з поверхні резервуарів, кг/с;

$D_T$  - пара від технологічного устаткування, кг/с;

$Q_T$  - потік теплоти від технологічного обладнання, людей, сонячної радіації і т. ін., кВт;

$Q_{CO}$  - потік теплоти від системи опалення, кВт.

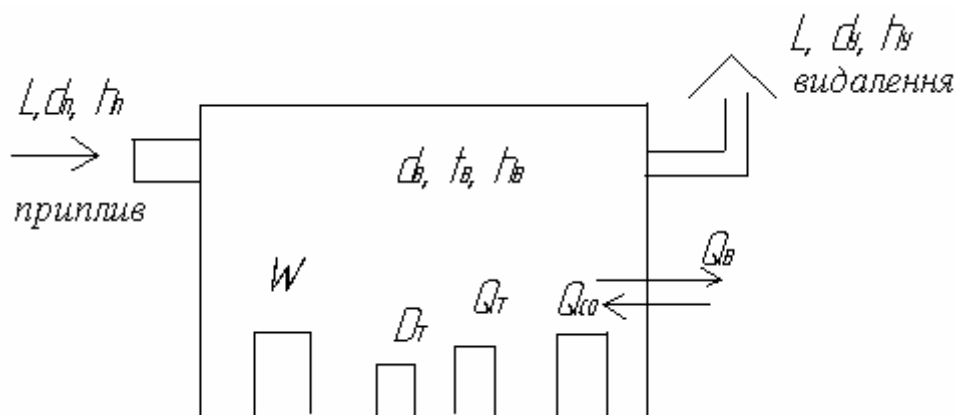


Рис. 3.1. Схема повітрообміну приміщення

Втрати теплоти з приміщення позначимо  $Q_{\text{втр}}$ , кВт.

Позначимо через  $L$ , кг/с – необхідний повітрообмін для приміщення; параметри припливного повітря –  $t_{\text{п}}$ ,  $h_{\text{п}}$ ,  $d_{\text{п}}$ ; параметри внутрішнього повітря –  $t_{\text{в}}$ ,  $h_{\text{в}}$ ,  $d_{\text{в}}$ ; параметри повітря, що видаляється з приміщення –  $t_{\text{вид}}$ ,  $h_{\text{вид}}$ ,  $d_{\text{вид}}$ .

Беремо прямоструминну схему, тобто масові витрати припливного та видалюваного повітря будуть однакові; окрім цього вважаємо, що параметри внутрішнього повітря та повітря, що видаляється, будуть однаковими з відповідними параметрами  $t_{\text{в}}$ ,  $d_{\text{в}}$ ,  $h_{\text{в}}$ ,

*Задача розрахунку:*

Визначити необхідний повітрообмін для приміщення, тобто необхідні масові витрати повітря  $L$ , кг/с, для забезпечення розрахункових параметрів повітря у приміщенні.

Складемо рівняння теплового балансу

$$Lh_{\text{в}} = Lh_{\text{п}} + \Sigma D_{\text{і}} i_{\text{і}} + \Sigma W c_{\text{в}} t_{\text{в}} + Q_{\text{д}} + Q_{\text{ні}} \pm Q_{\text{аод}}, \quad (3.1)$$

де  $i_{\text{п}}$  – ентальпія пари, кДж/кг;  $t_{\text{в}}$  – температура поверхні води, що випаровується, °С;  $c_{\text{в}}$  – теплоємність води, кДж/(кг·К);  $h_{\text{в}}$  та  $h_{\text{п}}$  – ентальпія внутрішнього та припливного повітря відповідно, кДж/кг.

Величина  $Q_{\text{со}} > 0$  – для холодного періоду року, для теплого періоду року  $Q_{\text{со}} = 0$ .

Величина  $Q_{\text{втр}}$  береться зі знаком «+» для холодного періоду року, для теплого періоду року при влаштуванні у приміщенні кондиціонування повітря величина  $Q_{\text{втр}}$  береться зі знаком «-».

Позначимо

$\Sigma D_{\text{і}} i_{\text{і}} + \Sigma W \tilde{n}_{\text{в}} t_{\text{в}} + Q_{\text{д}} + Q_{\text{ні}} \pm Q_{\text{аод}} = \Sigma Q_{\text{і д}}$  – сумарний потік теплоти, що надходить у приміщення, кВт, тоді рівняння (3.1) можна записати

$$L(h_{\hat{a}} - h_{\hat{i}}) = \Sigma Q_{\hat{i} \hat{o}}, \quad (3.2)$$

звідки визначається необхідний повітрообмін для приміщення, кг/с

$$L = \frac{\Sigma Q_{\hat{i} \hat{o}}}{h_{\hat{a}} - h_{\hat{i}}} \quad (3.3)$$

Складемо рівняння балансу за вологою

$$L \frac{d_{\hat{a}}}{1000} = L \frac{d_{\hat{i}}}{1000} + \Sigma M_{\hat{i}} + \Sigma W. \quad (3.4)$$

Позначимо суму величин

$\Sigma M_{\hat{i}} + \Sigma W = \Sigma W_{\hat{i} \hat{o}}$  - як сумарну масову витрату вологи, що надходить до приміщення, кг/с, тоді рівняння (3.4) переписеться у наступному вигляді

$$L \frac{(d_{\hat{a}} - d_{\hat{i}})}{1000} = \Sigma W_{\hat{i} \hat{o}}, \quad (3.5)$$

звідки можна визначити необхідний повітрообмін для приміщення, кг/с

$$L = \frac{\Sigma W_{\hat{i} \hat{o}}}{d_{\hat{a}} - d_{\hat{i}}} 1000. \quad (3.6)$$

Поділимо (3.2) на (3.5), отримаємо

$$\frac{h_{\hat{a}} - h_{\hat{i}}}{d_{\hat{a}} - d_{\hat{i}}} 1000 = \frac{\Sigma Q_{\hat{i} \hat{o}}}{\Sigma W_{\hat{i} \hat{o}}} = \varepsilon_{\hat{i} \hat{o}}, \quad (3.7)$$

тобто зміна стану припливного повітря у приміщенні відбувається за кутовим коефіцієнтом променя процесу  $\varepsilon_{\text{пр}}$ . Побудуємо в  $h - d$  діаграмі процес зміни стану повітря (рис. 3.2).

В  $h - d$  діаграмі за параметрами  $d_{\text{в}}$ ,  $h_{\text{в}}$  позначимо точку В, яка характеризує стан внутрішнього повітря, через яку проведемо напрямку кутового коефіцієнта променя процесу  $\varepsilon_{\text{пр}}$ . На прямій лінії  $\varepsilon_{\text{пр}}$  буде розташована точка, що характеризує стан припливного повітря (точка П). Ця точка буде знаходитися нижче точки В.

Чим ближче буде знаходитися точка П до точки В, тим більше буде

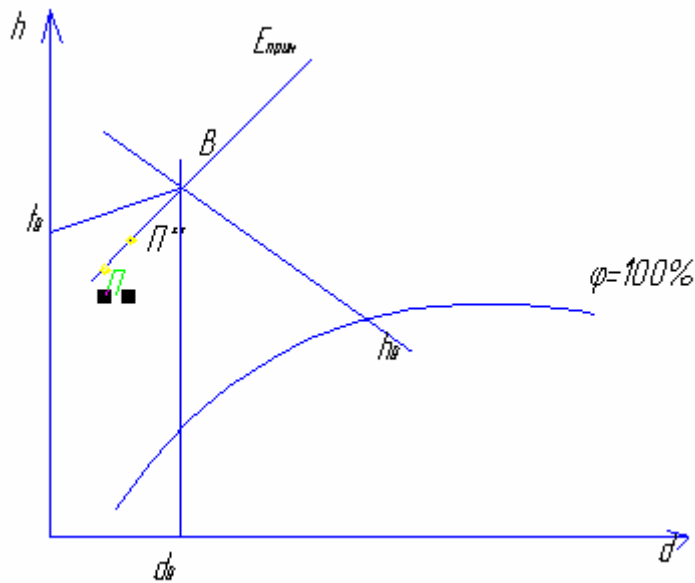


Рис. 3.2. Зміна стану припливного повітря у приміщенні

витрата повітря для приміщення, і навпаки ( див. рівняння (3.3), (3.6)), на практиці положення точок П і В визначається різницею їх температур  $t_{\text{в}} - t_{\text{п}} \leq \Delta t_{\text{доп}}$ , при цьому допустиму різницю температур беруть  $\Delta t_{\text{доп}} = 3^{\circ}\text{C}$ .

*Практичний розрахунок повітрообміну з використанням h-d -діаграми*

Окремо розглянемо розрахунки для теплого та холодного періоду року.

*Теплий період*

*Задано:*

- населений пункт;
- надходження теплоти до приміщення  $\Sigma Q_{\text{пр}}$ , кВт;
- надходження вологи до приміщення  $\Sigma W_{\text{пр}}$ , кг/с;
- максимальне значення відносної вологості повітря у приміщенні  $\varphi_{\text{в}} \leq 70\%$ .

*Визначити:*

- параметри повітря у вузлових точках процесів (П, В);
- необхідну масову витрату повітря для приміщення  $L$ , кг/с.

## Розрахунок

1. За заданим населеним пунктом з таблиць визначається температура  $t_n$  та ентальпія  $h_n$  зовнішнього повітря – за параметрами А для теплого періоду. За цими параметрами в  $h-d$  діаграмі (див. рис. 3.3) наноситься точка Н, в якій додатково визначається вологовміст  $d_n$ .

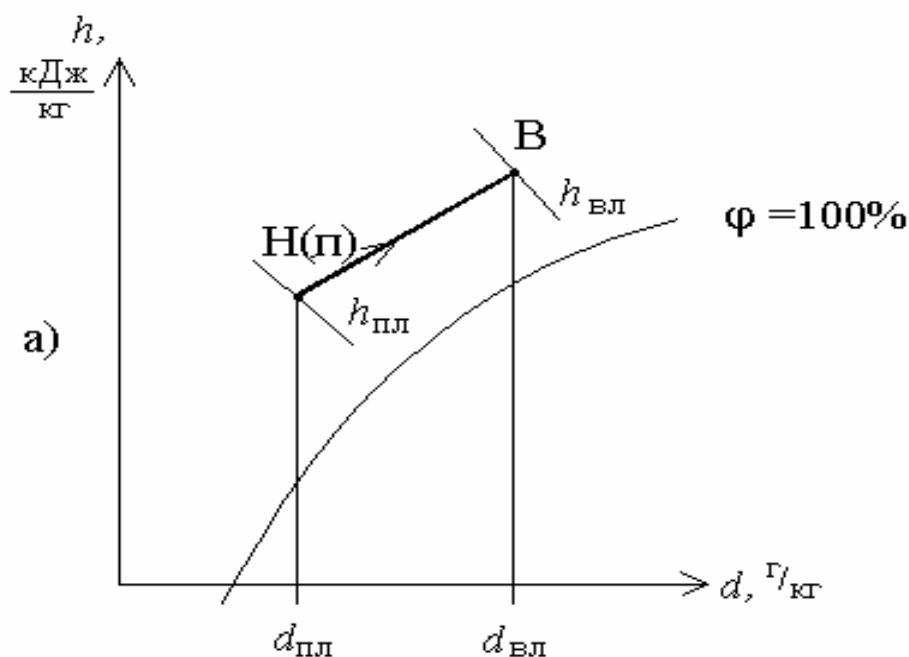


Рис. 3.3. Побудова процесу для теплого періоду

2. Точка Н є точкою П, що характеризує стан припливного повітря, оскільки зовнішнє повітря перед подачею до приміщення додатково не обробляється.

3. Визначається кутовий коефіцієнт променю процесу, кДж/кг вологи

$$\varepsilon_{пр} = \Sigma Q_{пр} / \Sigma W_{пр},$$

який проводиться через точку П.

4. Визначається температура внутрішнього повітря, °С

$$t_b = t_{п} + 3.$$

5. Перетин променю процесу  $\varepsilon_{\text{пр}}$  з температурою внутрішнього повітря  $t_{\text{в}}$  дає точку В, що характеризує стан внутрішнього повітря. В цій точці визначають відповідно ентальпію  $h_{\text{в}}$ , вологовміст  $d_{\text{в}}$  та відносну вологість  $\varphi_{\text{в}}$ .

6. Якщо  $\varphi_{\text{в}} \leq 70\%$ , то визначаємо витрату повітря за формулою (3.3) або (3.6), при цьому формулу (3.3) можна використовувати завжди, а формула (3.6) не може бути використана, коли процес зміни стану припливного повітря відбувається за  $d = \text{Const}$  (див. рис. 3.4).

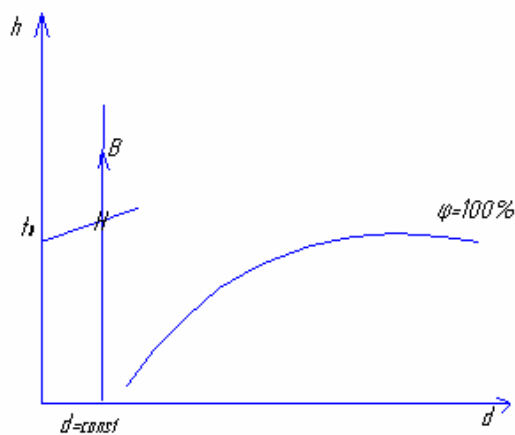


Рис. 3.4. Процес зміни стану повітря при постійному вологовмісті

Тоді, якщо використати рівняння (3.6), то витрата повітря

$$L = \frac{\sum W_{i\delta}}{d_{\text{а}} - d_{\text{г}}} 1000 = \infty,$$

а рівняння (3.3) має конкретне значення.

*Холодний період*

*Задано:*

- населений пункт;
- надходження теплоти до приміщення  $\Sigma Q_{\text{пр}}$ , кВт;
- надходження вологи до приміщення  $\Sigma W_{\text{пр}}$ , кг/с;
- температура внутрішнього повітря  $t_{\text{в}} = f$  (призначення приміщення);
- витрата повітря, яку беруть такою, що була визначена в розрахунку

теплого періоду, тобто  $L_3 = L_{\text{л}} = L$ .

*Визначити:*

- параметри повітря у вузлових точках процесів (Н, П, В);
- витрати теплоти на нагрівання повітря у калориферах  $Q_k$ , кВт.

*Розрахунок*

1. За заданим населеним пунктом з таблиць визначається температура  $t_n$  та ентальпія  $h_n$  зовнішнього повітря – за параметрами Б для холодного періоду. За цими параметрами в  $h-d$  діаграмі (див. рис. 3.5) наноситься точка Н, в якій додатково визначається вологовміст  $d_n$ .

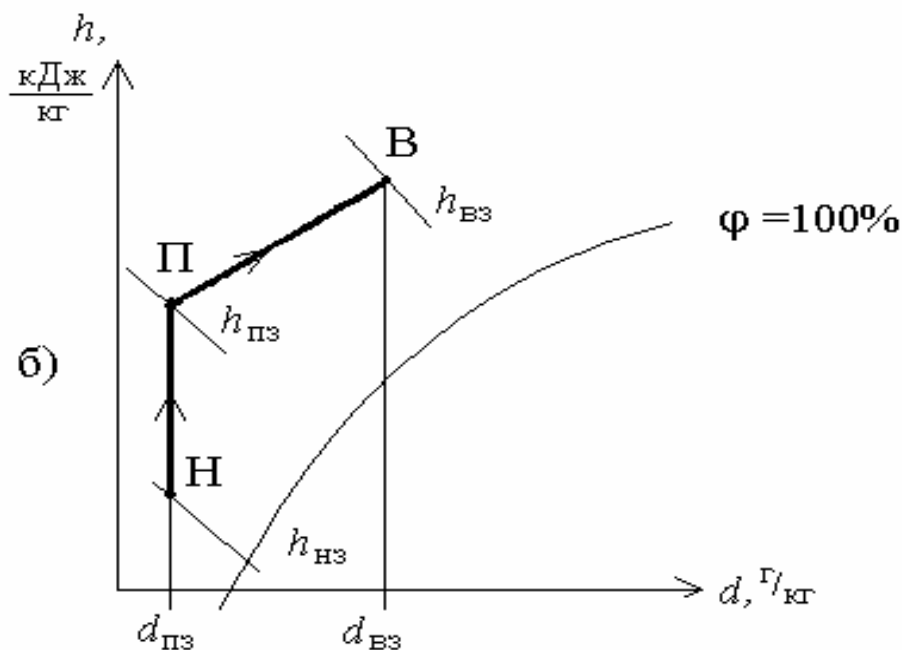


Рис. 3.5. Побудова процесів для холодного періоду

2. Визначається кутовий коефіцієнт променю процесу, кДж/кг вологи

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \Sigma Q_{\text{пр}} / \Sigma W_{\text{пр}}.$$

3. За розрахованою для теплого періоду величиною  $L$  та заданою величиною  $\Sigma W_{\text{пр}}$  визначають асимілюючу спроможність припливного повітря за вологою

$$\Delta d = d_{\text{а}} - d_{\text{і}} = \frac{\sum W_{\text{і}} \delta}{L} 1000, \quad (3.8)$$

звідки визначають величину вологовмісту внутрішнього повітря  $d_{\text{в}}$  для холодного періоду  $d_{\text{в}} = d_{\text{п}} + \Delta d$ , г/кг с.п.

Перетин величини  $d_{\text{в}}$  з прийнятою температурою внутрішнього повітря  $t_{\text{в}}$  дає точку В, через яку проводять промінь процесу  $\epsilon_{\text{пр}}$  до перетину з лінією постійного вологовмісту  $d_{\text{н}}$ .

Таким чином отримують точку П (припливне повітря для холодного періоду), в якій визначають температуру  $t_{\text{п}}$  та ентальпію  $h_{\text{п}}$ .

4. Якщо температура припливного повітря  $t_{\text{п}} \geq 15^{\circ}\text{C}$ , то побудова процесів вважається закінченою і розраховують витрати теплоти на підігрів повітря в калорифері

$$Q_{\text{к}} = L(h_{\text{п}} - h_{\text{н}}) \quad (3.9)$$

5. Якщо  $t_{\text{п}} < 15^{\circ}\text{C}$ , то її необхідно прийняти як  $t_{\text{п}}^{\text{н}} = 15^{\circ}\text{C}$ , визначити в  $h$ - $d$  діаграмі дійсну ентальпію припливного повітря ( $h_{\text{п}}^{\text{н}}$ ) та уточнити масову витрату повітря для холодного періоду за формулою

$$L_3 = \frac{\sum Q_{\text{і}} \delta}{h_{\text{а}} - h_{\text{і}}^{\text{а}}}, \quad (3.10)$$

після чого розрахувати витрати теплоти на нагрівання повітря в калорифері

$$Q_{\text{к}} = L_3(h_{\text{п}}^{\text{н}} - h_{\text{н}}). \quad (3.11)$$

### **Особливості розрахунку повітрообміну для промислових цехів з робочою та верхньою зонами**

На рис. 3.6 показано приміщення з робочою та верхньою зонами, в яких задані відповідні параметри повітря (температура  $t_{\text{і}}$ , ентальпія  $h_{\text{і}}$  та вологовміст  $d_{\text{і}}$ ). На рис. 3.6 також показано, що подача припливного

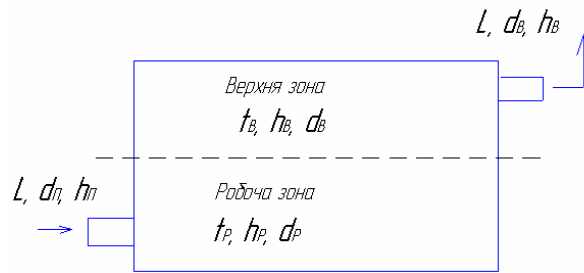


Рис. 3.6. Схема приміщення з робочою та верхньою зонами

повітря здійснюється в робочу зону, а видалення забрудненого – з верхньої зони.

Для практичних розрахунків вводять додатково безрозмірні коефіцієнти

$$\alpha = \frac{h_{\text{в}} - h_{\text{і}}}{h_{\text{а}} - h_{\text{і}}} \quad (3.12)$$

$$\beta = \frac{d_{\text{в}} - d_{\text{і}}}{d_{\text{а}} - d_{\text{і}}}$$

В рівнянні (3.12) параметри ентальпії та вологовмісту з індексом «р» відносяться до стану повітря в робочій зоні, з індексом «в» - до стану внутрішнього повітря, а з індексом «п» - до стану припливного повітря.

Величини  $[\alpha, \beta] < 1$ . На практиці їх значення складає біля  $[0,4 \dots 0,6]$  і залежить від розташування джерел теплоти та вологи  $Q, W$ , а також від способу розподілу повітря у приміщенні.

*Розрахунок для теплого періоду*

*Задано:*

- населений пункт;
- надходження теплоти до приміщення  $\Sigma Q_{\text{пр}}$ , кВт;
- надходження вологи до приміщення  $\Sigma W_{\text{пр}}$ , кг/с;
- максимальне значення відносної вологості повітря у приміщенні  $\phi_{\text{в}} \leq 70 \%$ ;
- значення коефіцієнтів  $\alpha = \beta$ .

Визначити:

- параметри повітря у вузлових точках процесів (П, Р, В);
- необхідну масову витрату повітря для приміщення  $L$ , кг/с.

Розрахунок

1. За заданим населеним пунктом з таблиць визначається температура  $t_n$  та ентальпія  $h_n$  зовнішнього повітря – за параметрами А для теплого періоду. За цими параметрами в  $h-d$  діаграмі (див. рис. 3.7) наноситься точка Н, в якій додатково визначається вологовміст  $d_n$ .

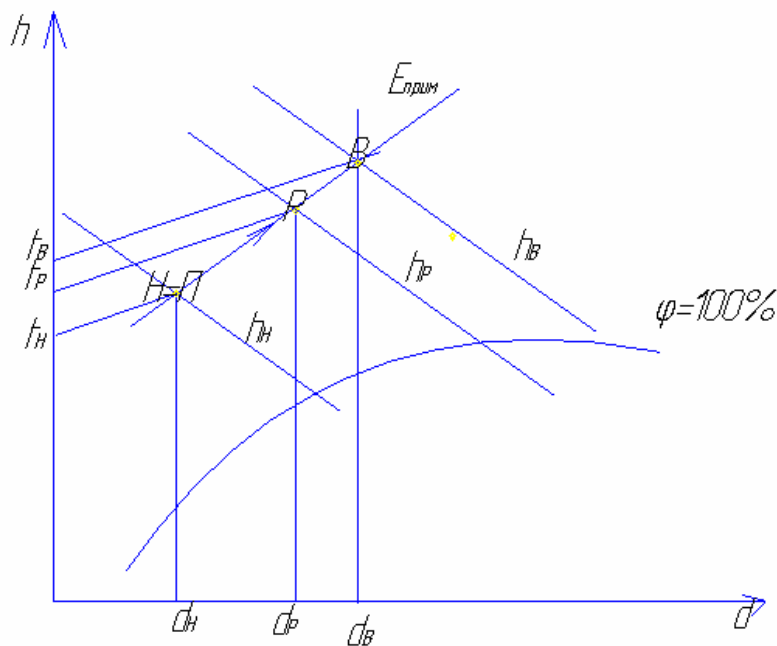


Рис. 3.7. Побудова процесів для теплого періоду

2. Точка Н є точкою П, що характеризує стан припливного повітря, оскільки зовнішнє повітря перед подачею до приміщення додатково не обробляється.

3. Визначається кутовий коефіцієнт променю процесу, кДж/кг вологи

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \Sigma Q_{\text{пр}} / \Sigma W_{\text{пр}},$$

який проводиться через точку П.

4. Визначається температура повітря в робочій зоні, °С

$$t_p = t_n + 3.$$

5. Перетин променю процесу  $\epsilon_{\text{пр}}$  з температурою повітря в робочій зоні  $t_p$  дає точку Р, що характеризує стан повітря в робочій зоні. В цій точці визначають відповідно ентальпію  $h_p$ , вологовміст  $d_p$  та відносну вологість  $\varphi_p$ .

6. Якщо  $\varphi_p \leq 70\%$ , то спочатку визначають різницю ентальпій  $(h_p - h_n)$ , а потім з рівняння (3.12) – ентальпію внутрішнього повітря, кДж/кг

$$h_B = h_n + (h_p - h_n) / \alpha.$$

Перетин отриманої ентальпії  $h_B$  з кутовим коефіцієнтом променя процесу  $\epsilon_{\text{пр}}$  дає точку В, яка характеризує стан внутрішнього повітря. В цій точці додатково визначається температура  $t_B$  та вологовміст  $d_B$ .

7. За рівнянням (3.3) визначається необхідна витрата повітря для приміщення, кг/с

$$L = \frac{\Sigma Q_{i\delta}}{h_a - h_i}.$$

*Розрахунок для холодного періоду*

*Задано:*

- населений пункт;

- надходження теплоти до приміщення  $\Sigma Q_{\text{пр}}$ , кВт;

- надходження вологи до приміщення  $\Sigma W_{\text{пр}}$ , кг/с;

- температура повітря в робочій зоні  $t_p = f$  (призначення приміщення);

- витрата повітря, яку беруть такою, що була визначена в розрахунку теплового періоду, тобто  $L_3 = L_{\text{л}} = L$ .

- значення коефіцієнтів  $\alpha = \beta$ .

*Визначити:*

- параметри повітря у вузлових точках процесів (Н, П, Р, В);

- витрати теплоти на нагрівання повітря у калориферах  $Q_k$ , кВт.

*Розрахунок*

1. За заданим населеним пунктом з таблиць визначається температура  $t_n$

та ентальпія  $h_H$  зовнішнього повітря – за параметрами Б для теплого періоду. За цими параметрами в  $h-d$  діаграмі (див. рис. 3.8) наноситься точка Н, в якій додатково визначається вологовміст  $d_H$ .

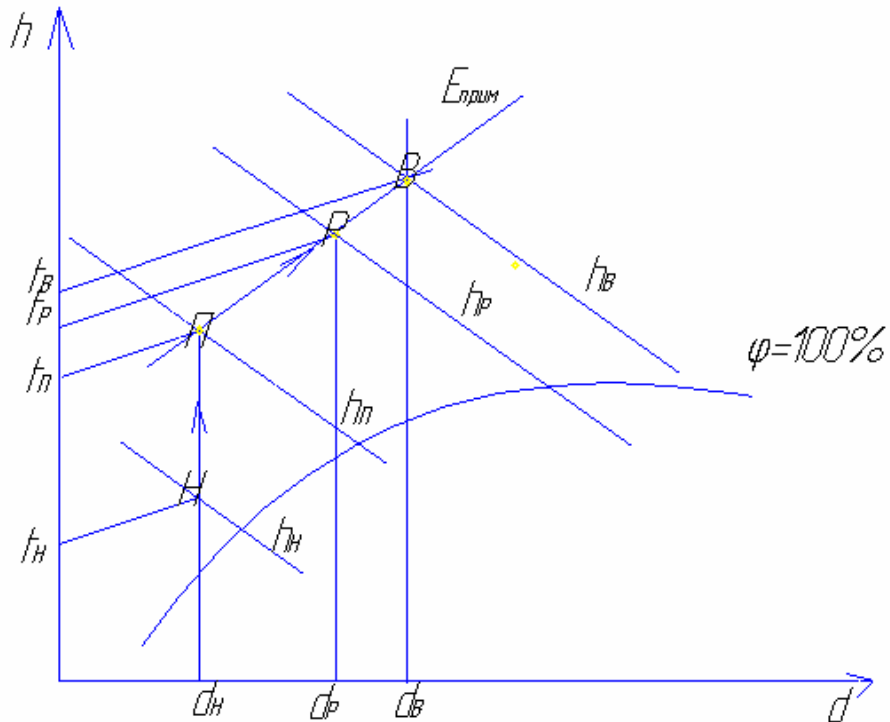


Рис. 3.8. Побудова процесів для холодного періоду

2. Визначається кутовий коефіцієнт променю процесу, кДж/кг вологи

$$\epsilon_{\text{пр}} = \Sigma Q_{\text{пр}} / \Sigma W_{\text{пр}}.$$

3. За розрахованою для теплого періоду величиною  $L$  та заданою величиною  $\Sigma W_{\text{пр}}$  визначають асимілюючу спроможність припливного повітря по волозі

$$\Delta d = d_{\hat{a}} - d_{\hat{i}} = \frac{\Sigma W_{i\delta}}{L} 1000,$$

а потім – вологовміст внутрішнього повітря, г/кг с.п

$$d_{\text{в}} = d_{\text{п}} + \Delta d.$$

4. Спочатку визначають різницю вологовмістів внутрішнього та припливного повітря ( $d_v - d_n$ ), а потім з рівняння (3.12) – вологомiст повітря в робочій зоні, г/кг с.п

$$d_p = d_n + (d_v - d_n) \beta .$$

5. Перетин вологовмісту  $d_p$  з температурою  $t_p$  дає точку Р, яка характеризує стан повітря в робочій зоні. В цій точці додатково визначається ентальпія повітря  $h_p$ .

6. Через точку Р проводимо кутовий коефіцієнт променя процесу  $\epsilon_{пр}$ , перетин якого з вологовмістом  $d_n$  дає точку П, що характеризує стан припливного повітря, а з вологовмістом  $d_v$  – точку В, яка характеризує стан внутрішнього повітря. В точці П додатково визначається температура  $t_n$  та ентальпія  $h_n$ , а в точці В – температура  $t_v$  та ентальпія  $h_v$ .

7. Визначаються витрати теплоти на нагрівання повітря у калорифері, кВт

$$Q_k = L(h_v - h_n) .$$

8. У разі необхідності, коли температура припливного повітря  $t_n < 15^\circ\text{C}$ , розрахунки проводяться аналогічно варіанту для приміщень загального призначення, тобто беремо  $t_n = 15^\circ\text{C}$ , визначаємо дійсну ентальпію, уточнюємо витрату повітря для холодного періоду та визначаємо витрати теплоти на нагрівання повітря у калорифері.

### **3.4.2. II спосiб** – розрахунок повітрообміну за нормативною кратністю

*Кратність повітрообміну (m)* – є відношення об’ємної витрати повітря, що подається до приміщення чи видаляється з нього, до внутрішнього об’єму приміщення, тобто

$$m = \frac{V_{\text{вн}}}{V_{\text{пр}}}, \frac{\text{м}^3/\text{год}}{\text{м}^3}, \text{ або } 1/\text{год}.$$

Зазвичай величину  $m$  задають у залежності від призначення приміщення, внутрішній об'єм приміщення – величина відома, тоді об'ємна витрата повітря, м<sup>3</sup>/год

$$V_{\text{пов}} = m V_{\text{вн}}, \quad (3.13 \text{ а})$$

або масова витрата, в кг/с

$$L = (m V_{\text{вн}} / 3600)\rho. \quad (3.13 \text{ б})$$

**3.4.3. III спосіб** – розрахунок повітрообміну для приміщень з надходженням шкідливих газів, парів та пилу

Для приміщень, до яких надходять шкідливі гази, пари та пил, визначається така витрата повітря, яка потрібна до розбавлення даної шкідливої речовини до норми

$$L = \psi \frac{m_{\text{ш.р}}}{C_{\text{гдк}} - C_{\text{п}}} \rho, \quad (3.14)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу даної шкідливої речовини у об'ємі приміщення (його величину беруть як  $\psi = 1,2 \dots 2$ );  $m_{\text{ш.р}}$  – масова витрата шкідливої речовини в приміщенні, мг/с;  $C_{\text{гдк}}$  – гранично допустима концентрація даної шкідливої речовини в повітрі, мг/м<sup>3</sup>;  $C_{\text{п}}$  – концентрація шкідливої речовини в припливному повітрі, мг/м<sup>3</sup>.

Якщо у приміщенні виділяється декілька подразнюючих речовин однонаправленої дії, наприклад, оксиди сірки чи азоту, то загальна витрата повітря визначається додаванням витрат повітря, необхідних для розведення кожної шкідливої речовини до норми.

Якщо у приміщення надходять шкідливі речовини різнонаправленої дії (оксиди сірки і пил), то розрахункова витрата повітря визначається за максимальної витрати, необхідної для розведення тої, або іншої шкідливої речовини до норми.

### 3.5. Розрахунки та вибір обладнання системи механічної вентиляції

#### 3.5.1. Повітряні фільтри

Повітряні фільтри призначені для очистки повітря від пилу.

В системі механічної вентиляції від пилу очищують:

- зовнішнє припливне повітря;
- рециркуляційне повітря;
- вентиляційні викиди,

якщо концентрація пилу в цих видах повітря  $C_i$  більша за гранично допустиму концентрацію  $C_{ГДК}$ .

Пристрої, які забезпечують видалення пилу з повітря поділяються на пиловіддільники та фільтри.

Зовнішнє припливне та рециркуляційне повітря очищується в фільтрах, які поділяються на три класи (див. табл. 3.1).

Таблиця 3.1. Показники фільтрів

Клас фільтра	Розмір частинок пилу, що вловлюються, мкм	Ефективність очистки, %
I	Всі	$\geq 99$
II	1 і більш	$\geq 85$
III	10-50 і більше	$\geq 60$

Ефективність очистки фільтра, %, визначається за формулою

$$E = \frac{C_1 - C_2}{C_1} 100, \quad (3.15)$$

де  $C_1$  - вміст пилу в повітрі до фільтра,  $\text{мг}/\text{м}^3$ ;  $C_2$  - вміст пилу в повітрі після фільтра,  $\text{мг}/\text{м}^3$ .

Для приміщень, наприклад, загального призначення достатньо встановити фільтри II класу.

Типи фільтрів, що використовуються для очищення повітря від пилу:

- повітряні пористі сухі;

- повітряні пористі мокрі;
- масляні самоочисні;
- електрофільтри.

*Повітряні пористі*

а) чарункові (див. рис. 3.9)

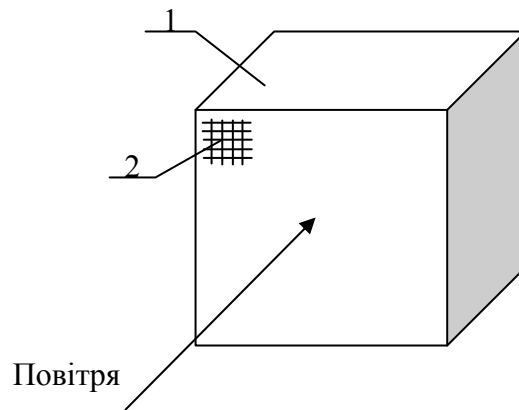


Рис. 3.9. Конструктивна схема чарункового фільтра

В якості фільтруючого матеріалу в чарункових фільтрах використовують волокнистий або губчатий матеріал. До переваги таких фільтрів відноситься їх простота.

Недоліки чарункових фільтрів: при досяганні повного запылення фільтруючого матеріалу його необхідно повністю замінити. Щоб ліквідувати цей недолік використовують змочуючі фільтри. При досягненні відповідного стану запылення фільтруючого матеріалу, його промивають, а потім змочують мінеральним маслом.

б) рулонні (див. рис. 3.10)

При досягненні запылення фільтруючого матеріалу його періодично перемотують, а при повному запыленні – очищують механічним способом і знову встановлюють у фільтр.

*Масляні (самоочисні) фільтри* (див. рис.3.11)

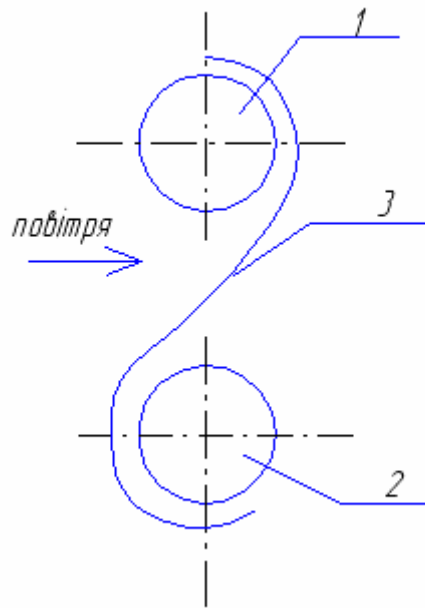


Рис. 3.10. Схема рулонного фільтра:  
1, 2 – барабани; 3 – фільтруючий тканий матеріал

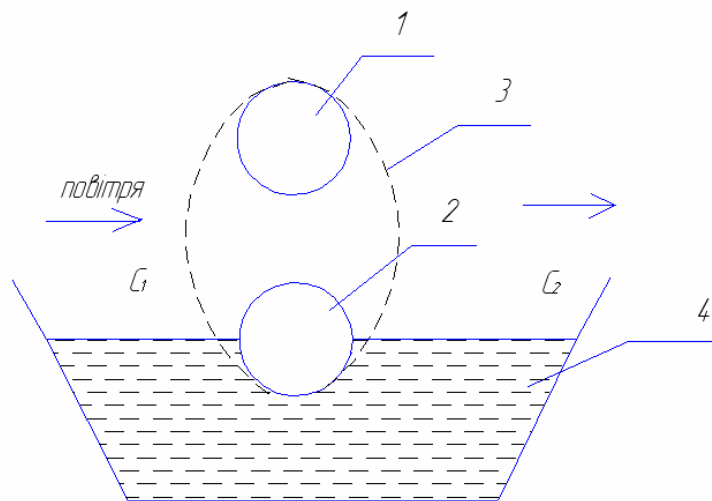


Рис.3.11. Схема масляного самоочисного фільтра:  
1, 2 – барабани; 3 – сітка; 4 – ванна з мінеральним маслом

*Електрофільтри* (див. рис.3.12)

В зоні іонізації частинки пилу отримують електричний заряд, в зоні осаду частинки пилу прилипають до пластин.

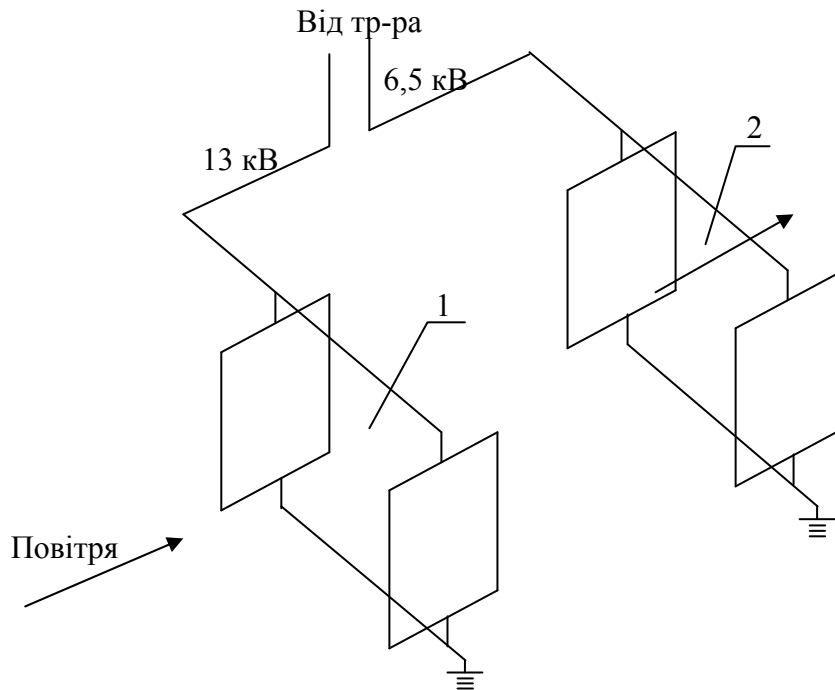


Рис. 3.12. Схема електрофільтра:  
1 – зона іонізації; 2 – зона осаду

До переваги таких фільтрів відноситься простота їх очищення від пилу. У разі необхідності фільтр відключається від електричної мережі і частинки пилу за рахунок сил тяжіння опускаються вниз за межі пластин.

До недоліків електрофільтрів відносяться збільшені витрати електричної енергії порівняно з іншими фільтрами та підвищені вимоги до їх експлуатації.

*Вибір фільтрів* здійснюється за їх повітропродуктивністю, м<sup>3</sup>/год, що визначається за формулою

$$V_{\phi} = (L/\rho) 3600. \quad (3.16)$$

За таблицями технічних характеристик вибирають фільтр, дійсна повітропродуктивність якого  $V_{\phi}^{\text{д}}$ , повинна перевищувати необхідну  $V_{\phi}$  на 10 ... 15 %.

До показників роботи фільтрів відносяться:

- повітропродуктивність  $V_{\phi}^{\text{д}}$ , м<sup>3</sup>/год, або питоме повітряне навантаження

$\nu$ ,  $\text{м}^3/(\text{год}\cdot\text{м}^2)$ ;

- ефективність очистки повітря  $E$ , %;

- аеродинамічний опір  $\Delta P_{\phi}$ , Па;

- питому витрату електричної енергії  $e$ , кВт·год/1000  $\text{м}^3$  повітря;

- вартість очищення 1000  $\text{м}^3$  повітря, грн.

### 3.5.2. Калорифери

Призначення калориферів: нагрівання повітря в холодний період року.

Конструкція: калорифер – це поверхневий кожухотрубний теплообмінний апарат з оребренням зовнішньої поверхні, тобто зі сторони повітря, яке має менший коефіцієнт тепловіддачі.

Теплоносій, що використовується для обігріву поверхні нагріву: пара (парові калорифери), вода (водяні калорифери). Водяні калорифери – найбільш поширені через можливість регулювання температури повітря, що нагрівається, залежно від температури зовнішнього повітря. Це забезпечується шляхом зміни температури грючої води, тобто  $t_{\text{пов}} = f(t_{\text{н}}) \rightarrow t_{\text{вода}} \uparrow \downarrow$ .

Ескізна схема калорифера наведена на рис. 3.13.

Кількість ходів за напрямком руху води  $z = 4 \dots 8$ . Вода рухається всередині трубок, повітря омиває зовнішню поверхню оребрених труб.

Випускаються калорифери наступних моделей:

- з трьома рядами трубок за напрямком руху повітря – КВСП [калорифер (К) водяний (В) середньої моделі (С) пластинчастий (П)] та КсКЗ [калорифер (К) зі спіральним оребренням (сК) з трьома рядами трубок за напрямком руху повітря (3)];

- з чотирма рядами трубок за напрямком руху повітря - КВБП [калорифер (К) водяний (В) великої моделі (Б) пластинчастий (П)] та КсК4 [калорифер (К) зі спіральним оребренням (сК) з трьома рядами трубок за напрямком руху повітря (4)].

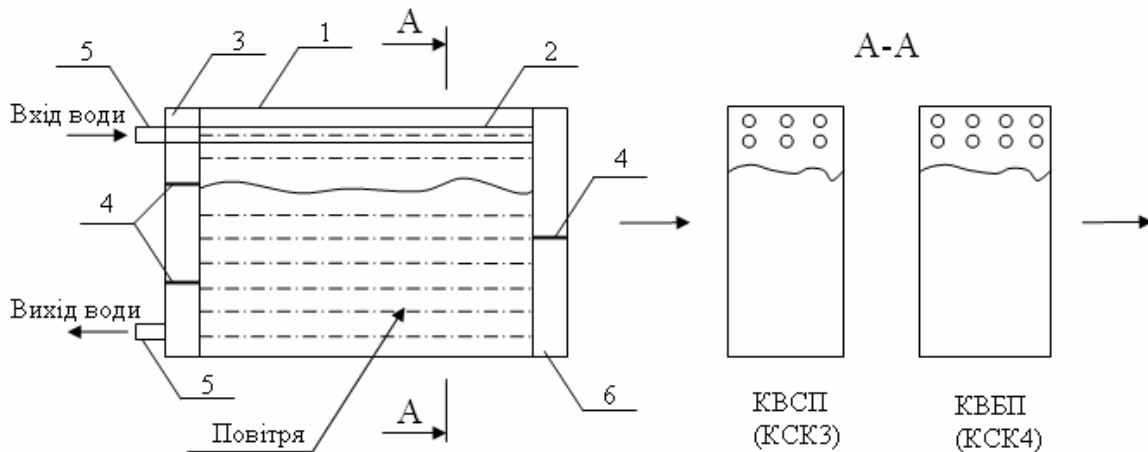


Рис. 3.13. Ескізна конструкція калорифера:

1 – корпус; 2 – трубки; 3 – ребрення у вигляді пластин; 4 – перетинки; 5 – патрубки для підводу та відводу гріючої води; 6 – розподільні камери.

Розміщення калориферів:

- послідовно за напрямком руху повітря;
- послідовно за напрямком руху води;
- паралельно за напрямком руху повітря;
- паралельно за напрямком руху води.

Перевага послідовного розміщення за напрямком руху повітря - зменшення перерізу  $f \rightarrow$  збільшення  $K \rightarrow$  зменшення  $F$ . До недоліку такого розміщення відноситься збільшення аеродинамічного опору.

Вибір калориферів здійснюється за поверхнею теплообміну, розрахованої з рівняння теплопередачі

$$\begin{aligned} Q_{\dot{e}} &= K_{\dot{a}\dot{e}} F_{\dot{a}\dot{e}} \Delta \bar{t} \\ Q_{\dot{e}} &= K_{\dot{i}\dot{o}} F_{\dot{i}\dot{o}} \Delta \bar{t} \end{aligned} \quad (3.17)$$

де  $K_{\text{гл}}$ ,  $K_{\text{ор}}$  – коефіцієнти теплопередачі, які віднесені до одиниці гладкої або ребреної поверхні відповідно,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $F_{\text{гл}}$ ,  $F_{\text{ор}}$  - площа гладкої або ребреної поверхні відповідно,  $\text{м}^2$ ;  $\Delta \bar{t}$  - середній температурний напір,  $^{\circ}\text{C}$ .

Коефіцієнти теплопередачі:

$$K_{\text{ає}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{нб}}}{\lambda_{\text{нб}}} + \frac{1}{\alpha_{2\text{гд}} \varphi}} ; \quad (3.18)$$

$$K_{\text{гд}} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{нб}}}{\lambda_{\text{нб}}} \right) \varphi + \frac{1}{\alpha_{2\text{гд}}}}$$

де  $\alpha_1$ ,  $\alpha_{2\text{гд}}$  - коефіцієнти тепловіддачі від нагрівального середовища до внутрішньої поверхні стінки та від зовнішньої поверхні стінки до повітря, що нагрівається Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $(\delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}})$  – термічний опір матеріалу стінки трубки, (м<sup>2</sup>·К)/Вт;  $\varphi = (F_{\text{оп}} / F_{\text{гл}})$  – коефіцієнт оребрення.

#### *Практичний вибір калориферів*

Заданими величинами для вибору калориферів є масова витрата повітря ( $L$  або  $L_3$ , кг/с); витрати теплоти на нагрівання повітря ( $Q_k$ , кВт); температура навколишнього ( $t_n$ ) та припливного ( $t_{\text{п}}$ ) повітря, °С; температура прямої ( $t_{\text{пр}}$ ) та поворотної ( $t_{\text{пов}}$ ) мережевої води, °С.

*Калориферну установку вибирають в такій послідовності:*

1. Приймають масову швидкість руху повітря  $(\rho v)_{\text{пв}}$  в інтервалі 1,5 - 7 кг/(с·м<sup>2</sup>) (практично 3,5 - 5) і визначають орієнтовну площу фронтального перерізу для проходження повітря, м<sup>2</sup>

$$f_1 = \frac{L}{(\rho v)_{\text{гд}}} \quad (3.19)$$

2. За орієнтовною площею живого перерізу для проходження повітря за таблицями технічних характеристик вибирають тип та кількість калориферів, які встановлюються паралельно за напрямком руху повітря.

Калорифери в установці повинні бути одного типу та номеру, а їхня кількість - мінімальна.

Для вибраного калорифера занотують його технічні характеристики :

- дійсну площу фронтального перерізу за повітрям  $f_{\text{д}}$ , м<sup>2</sup>;

- дійсну площу поверхні нагріву  $F_d$ , м<sup>2</sup>;
- площу живого перерізу за теплоносієм  $f_t$ , м<sup>2</sup>;
- кількість ходів за теплоносієм  $z$ ;

3. Визначають дійсну масову швидкість повітря в фронтальному перерізі калорифера

$$(\rho v)_{\hat{a}} = \frac{L}{f_{\hat{a}} N}, \quad (3.20)$$

де  $N$  – кількість калориферів, які встановлюються паралельно за повітрям.

4. Визначають масову витрату води, яка проходить через калорифер, кг/с

$$m_b = \frac{Q_k}{c_b (t_{\text{пр}} - t_{\text{пов}}) n_k}, \quad (3.21)$$

де  $c_b$  – теплоємність води, яка може прийматися 4,187 кДж/(кг·К);  $t_{\text{пр}}$  і  $t_{\text{пов}}$  – температура прямої і поворотної мережної води відповідно, °С, приймається в залежності від температурного графіка теплової мережі, наприклад  $t_{\text{пр}} / t_{\text{пов}} = 150/70; 130/70; 115/70; 95/70$  °С;  $n_k$  – кількість паралельно включених калориферів за теплоносієм (якщо кількість калориферів  $N = 1$ , то  $n_k = 1$  завжди, якщо  $N \geq 2$ , то в першому наближенні приймають  $n_k = 1$ , а потім при отриманій швидкості води в трубках більше як 1,2 м/с величину  $n_k$  приймають не менше 2 і т.ін.).

5. Визначають швидкість води в трубках калорифера, м/с

$$\omega_b = \frac{m_b}{f_t \rho_b}, \quad (3.22)$$

де  $\rho_b$  – густина води, кг/м<sup>3</sup>, яка визначається в залежності від її середньої температури [  $t_b = 0,5(t_{\text{пр}} + t_{\text{пов}})$  ].

6. За довідковими таблицями або відповідними формулами за масовою швидкістю повітря  $(\rho v)_{\text{пв}}$  та швидкістю води  $\omega_b$  визначають коефіцієнт

теплопередачі  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К) для вибраного типу калорифера.

7. Розраховують середній температурний напір в калорифері (для перехресної течії теплоносіїв)

$$\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}_{\text{прот}} \varepsilon_{\Delta t} \quad (3.23)$$

де  $\overline{\Delta t}_{\text{прот}}$  – середній температурний напір для протитечійної схеми руху теплоносіїв;  $\varepsilon_{\Delta t}$  – поправка на перехресну течію.

Середній температурний напір для протитечійної схеми руху теплоносіїв (див. рис. 3.14) визначають за формулою

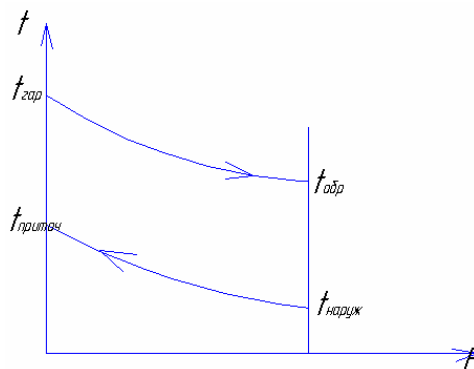


Рис. 3.14. До визначення температурного напору

$$\overline{\Delta t}_{\text{прот}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2}, \quad (3.24)$$

якщо  $(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}}) \leq 2$ ,

або

$$\overline{\Delta t}_{\text{прот}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (3.25)$$

якщо  $(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}}) > 2$ ,

де  $\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{пр}} - t_{\text{п}}$  – більша різниця температур;  $\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{пов}} - t_{\text{н}}$  – менша різниця температур.

Поправку на перехресну течію визначають за номограмами  $\varepsilon_{\Delta t} = f(R, P)$ , де

$$R = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{t_{\text{пр}} - t_{\text{пов}}}{t_{\text{п}} - t_{\text{н}}}; \quad (3.26)$$

$$P = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_{\text{max}}} = \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{пр}} - t_{\text{н}}} \quad (3.27)$$

В практичних розрахунках калориферів можна прийняти орієнтовно  $\varepsilon_{\Delta t} = 0,97$ .

8. Розраховують необхідну поверхню нагрівання калориферної установки,  $\text{м}^2$

$$F = \frac{Q_{\text{к}}}{K \Delta t} \quad (3.28)$$

9. Визначають запас дійсної поверхні нагрівання (що завжди повинно виконуватися) по відношенню до теоретично необхідної, %

$$\delta F = \frac{F_{\text{ä}} - F}{F_{\text{ä}}} 100 \quad (3.29)$$

Величина  $\delta F$  повинна бути в інтервалі 10 – 20 %. Якщо  $10\% > \delta F > 20\%$ , або якщо  $F_{\text{д}} < F$ , то необхідно прийняти іншу модель або номер калорифера і розрахунки повторити.

10. В залежності від масової швидкості повітря  $(\rho v)_{\text{пв}}^{\text{д}}$  за довідковими таблицями визначають аеродинамічний опір калориферної установки  $\Delta P_{\text{а}}$ , Па. При послідовному розміщенні калориферів в установці опір одного з них помножується на кількість послідовних калориферів по повітрю ( $n_{\text{п}}$ ).

11. Визначають гідравлічний опір калориферної установки, кПа

$$\Delta P_{\text{г}} = A \omega_{\text{в}}^2 n_{\text{в}} \quad (3.30)$$

де  $A$  – постійний коефіцієнт, який залежить від типу та номеру калорифера;  $n_{\text{в}}$  – кількість послідовно підключених калориферів за теплоносієм.

### 3.5.3. Аеродинамічний розрахунок повітропроводів. Вибір вентиляторів для переміщення повітря

Повітропроводи (припливні, витяжні) в системах механічної вентиляції громадських та промислових приміщень мають 3 форми поперечного перерізу:

- кругла;
- квадратна;
- прямокутна.

З точки зору мінімальних витрат на переміщення повітря перевага віддається круглим повітропроводам, у яких змочуючий периметр менше, тому зменшується аеродинамічний опір руху повітря.

З точки зору компоновки більш доцільною формою є прямокутна.

Матеріали повітропроводів:

- сталь оцинкована;
- шлако- бетонні, шлако-алебастрові плити;
- пластмаса;
- металопластик;
- неіржавіюча сталь.

*Вибір повітропроводів* виконується за наступними параметрами:

- довжиною, м;
- площею поперечного перетину, м<sup>2</sup>.

Довжина повітропровода є відомою за реальним приміщенням або відповідними кресленнями.

Площу поперечного перерізу повітропроводу (м<sup>2</sup>) визначають за формулою

$$f_{i\hat{a}} = \frac{L}{\rho_{i\hat{a}} v_{i\hat{a}}}, \quad (3.31)$$

де  $L$  – масова витрата повітря, кг/с (одержана із розрахунків повітрообміну);  $\rho_{п.в}$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup> (приймається з попередніх розрахунків);  $v_{п.в}$  – швидкість повітря, м/с (приймається для магістральних

повітропроводів промислової вентиляції до 12 м/с, а в відгалуженнях - до 6 м/с; для магістральних повітропроводів вентиляції громадських будівель та допоміжних приміщень промислових будівель до 8 м/с, а в відгалуженнях – до 5 м/с ).

В залежності від прийнятої форми за довідковими таблицями вибирають повітропровід з внутрішнім діаметром ( $d_{\text{вн}}$ ) – для круглих або з розмірами ( $a \times b$ ) – для прямокутних та квадратних, дійсний поперечний переріз якого ( $f_{\text{пв}}^{\text{д}}$ ) близький до розрахованого за формулою (3.31).

Якщо розрахована площа поперечного перерізу виходить за межі таблиці, то можна прийняти декілька повітропроводів, розташованих паралельно.

В подальших розрахунках приймають стандартні розміри [ $d_{\text{вн}}$  або ( $a \times b$ )<sub>ст.</sub>] та дійсну площу поперечного перерізу ( $f_{\text{пв}}^{\text{д}}$ ) повітропроводів.

Після вибору стандартних розмірів необхідно уточнити дійсну швидкість повітря в повітропроводі (м/с) за формулою

$$v_{\text{іа}}^{\text{а}} = \frac{L}{\rho_{\text{іа}} \cdot f_{\text{іа}}^{\text{а}}} \quad (3.32)$$

Переміщення повітря в системах механічної вентиляції здійснюється вентиляторами, які можуть бути осьові, якщо опір мережі не перевищує 200 Па, або радіальні, якщо опір мережі перевищує 200 Па.

Радіальні вентилятори поділяються на:

- низького тиску, якщо  $P_{\text{в}} = 200 \dots 1000$  Па;
- середнього тиску, якщо  $P_{\text{в}} = 1000 \dots 3000$  Па;
- високого тиску, якщо  $P_{\text{в}} = 3000 \dots 12000$  Па.

В системах механічної вентиляції та кондиціонування повітря використовуються вентилятори низького та середнього тиску.

Вибір вентиляторів виконується за їх аеродинамічними характеристиками, які виражають залежності подачі ( $V_v$ , м<sup>3</sup>/год), тиску ( $P_v$ ), коефіцієнта корисної дії – ККД ( $\eta$ ), колової швидкості ( $v$ , м/с) та частоти обертання ( $n$ , 1/хв.).

Для вибору вентилятора заданими величинами повинні бути подача та необхідний тиск, за якими за індивідуальними графіками або зведеним графіком вибирають тип та номер вентилятора і решту його характеристик.

Об'ємну продуктивність вентилятора, м<sup>3</sup>/год, визначають з урахуванням втрат або підсосів повітря в повітропроводах

$$V_{\text{в}} = K \frac{L}{\rho} 3600, \quad (3.33)$$

де  $K$  – поправковий коефіцієнт на розрахункову витрату повітря (приймається для сталевих або азбоцементних повітропроводів довжиною 50 м – 1,1, для решти – 1,15)

Повний тиск вентилятора, Па, визначають за сумарним опором мережі повітропроводів ( $\Delta P_m$ ), фільтрів ( $\Delta P_\phi$ ) та калориферів ( $\Delta P_k$ ) за формулою

$$D = 1,1 \Delta P_1 + \Delta P_\phi + \Delta P_k, \quad (3.34)$$

Опір фільтра ( $\Delta P_\phi$ ) та калориферів ( $\Delta P_k$ ) визначають при виборі цього обладнання.

При розрахунку втрат тиску в мережі повітропроводів складається схема системи (див. рис. 3.15), на якій позначаються ділянки (*ділянка – це повітропровід відповідної довжини з постійною площею поперечного перерізу та постійною витратою повітря*). На ділянках позначають довжину, об'ємну витрату повітря і діаметр (або розміри прямокутного перерізу). Серед ділянок обирають магістраль та відгалуження (*магістраль*

– це сума довжин найбільш віддалених ділянок, обчислюючи від повітрязбірного пристрою).

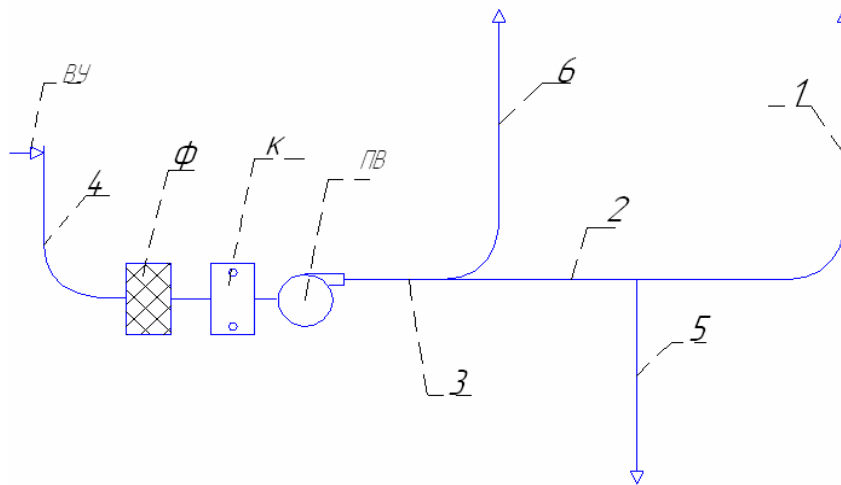


Рис. 3.15. Схема мережі повітропроводів:

ВУ – повітрязбірний пристрій; Ф – фільтр; К – калорифер; ПВ – припливний вентилятор; 1 – 6 - ділянки (1+2+3+4+ВУ – магістраль; 5, 6 – відгалуження)

Втрати тиску в мережі повітропроводів розраховують для найдовшої ділянки (магістралі) за формулою

$$\Delta P_i = \sum_{i=1}^n (R\ell + Z), \quad (3.35)$$

де  $R$  – питомі втрати тиску на тертя на розрахунковій ділянці мережі, Па/м;  $\ell$  – довжина ділянки повітропроводу, м;  $Z$  – втрати тиску на місцеві опори на розрахунковій ділянці, Па.

Питомі втрати тиску на тертя для сталевих повітропроводів визначають за формулою

$$R = n\lambda \frac{\rho_{\text{а}} v_{\text{а}}^2}{2} \frac{\ell}{d_{\text{екв}}}, \quad (3.36)$$

де  $n$  – коефіцієнт шорсткості матеріалу повітропроводу (для сталевих повітропроводів беруть за 1, для решти повітропроводів – за довідковими таблицями);  $\lambda$  – коефіцієнт опору тертя;  $d_{\text{екв}}$  – еквівалентний діаметр

повітропроводу, м (для круглого повітропроводу  $d_{\text{екв}} = d_{\text{вн}}$ ; для повітропроводів прямокутного та квадратного перерізу  $d_{\text{екв}} = 2ab/(a + b)$ ).

Коефіцієнт опору тертя при числі Рейнольдса  $Re > 2300$  визначають за формулою Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left[ \left( \frac{K_{\text{екв}}}{d_{\text{екв}}} \right) + \left( \frac{68}{Re} \right) \right]^{0,25}, \quad (3.37)$$

де  $K_{\text{екв}}$  – абсолютна еквівалентна шорсткість стінок повітропроводів, м, приймається з табл. 3.2.

Таблиця 3.2. Абсолютна еквівалентна шорсткість стінок повітропроводів

Матеріал стінок	Значення $K_{\text{екв}}$ , м
Листова сталь	0,0001
Винипласт	0,0001
Азбоцементні плити або труби	0,00011
Фанера	0,00012
Шлакоалебастрові плити	0,001
Шлакобетонні плити	0,0015
Цегла	0,004
Штукатурка (по металевій сітці)	0,01

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{v_i d_{\text{екв}}}{\nu}, \quad (3.38)$$

де  $\nu$  – кінематична в'язкість повітря, м<sup>2</sup>/с, визначається за довідковими таблицями в залежності від температури повітря на ділянці (наприклад, при  $t_{\text{пв}} = 20^\circ\text{C}$ ,  $\nu = 1,5 \cdot 10^{-5}$ , м<sup>2</sup>/с).

Втрати тиску на місцеві опори визначають за формулою

$$Z = \sum \xi \frac{\rho_{i\ddot{a}} U_{i\ddot{a}}^2}{2}, \quad (3.39)$$

де  $\sum \xi$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів на розрахунковій ділянці.

В повітропроводах зустрічаються різні місцеві опори – відводи, трійники, звуження, розширення, запірно-регулюючі пристрої, вхідні та вихідні пристрої та ін. Коефіцієнти місцевих опорів наведені в довідниках.

Втрати тиску в відгалуженні ( $\Delta P_{вг}$ ) та сумарні втрати тиску в магістралі від її кінця (найбільш віддаленої від вентилятора ділянки) до місця підключення відгалуження ( $\Delta P_{м}$ ) повинні задовільняти співвідношенню  $\Delta P_{м} \geq \Delta P_{вг}$ .

Невідповідність цього співвідношення допускається при умові

$$\frac{\Delta P_{вг} - \Delta P_{м}}{\Delta P_{м}} 100 \leq 10\%.$$

Для вирівнювання розрахункових втрат тиску  $\Delta P_{м}$  та  $\Delta P_{вг}$  на відгалуженні встановлюють діафрагму, опір якої, Па

$$P_{д} = \Delta P_{м} - \Delta P_{вг}.$$

Розміри отворів діафрагм вибирають за довідковими таблицями в залежності від діаметра або розмірів повітропроводу та коефіцієнта місцевого опору діафрагми, який розраховують за формулою

$$\xi_{\ddot{a}} = \frac{P_{\ddot{a}}}{\left( \frac{\rho_{i\ddot{a}} U_{i\ddot{a}}^2}{2} \right)} \quad (3.40)$$

Діафрагму не встановлюють, якщо

$$\frac{\Delta P_{м} - \Delta P_{вг}}{\Delta P_{м}} 100 \leq 10\%.$$

За розрахованими сумарною об'ємною витратою повітря ( $V_{\text{пв}}$ ) та тиску ( $P_{\text{в}}$ ) за індивідуальними або зведеними характеристиками вибирають відцентровий вентилятор, для якого знаходять: дійсну продуктивність ( $V_{\text{д}}$ ), дійсний тиск ( $P_{\text{д}}$ ), ККД ( $\eta$ ), частоту обертання ( $n$ ) та колову швидкість ( $u$ ).

Потім визначають розрахункову потужність вентилятора на переміщення повітря по мережі повітропроводів, Вт

$$N = \frac{LP_{\text{д}}}{\rho_{\text{в}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{п}}}, \quad (3.41)$$

де  $L$  – сумарна масова витрата повітря, кг/с;  $P_{\text{в}}$  – тиск вентилятора, Па;  $\eta_{\text{п}}$  – ККД передачі ( $\eta_{\text{п}} = 1$  – при безпосередньому з'єднанні колеса вентилятора з електродвигуном;  $\eta_{\text{п}} = 0,98$  – при використанні муфти для сполучення вентилятора і електродвигуна;  $\eta_{\text{п}} = 0,95$  – при клиноремінній передачі).

Встановлена потужність електродвигуна

$$N_{\text{вст}} = KN, \quad (3.42)$$

де  $K$  – коефіцієнт запасу потужності на перевантаження при пуску, визначається в залежності від розрахованої потужності  $N$  (табл. 3.3.)

Таблиця 3.6. Коефіцієнт запасу потужності

Потужність на валу електродвигуна, кВт	Коефіцієнт запасу для вентилятора	
	радіального	осьового
До 0,5	1,5	1,2
Від 0,51 до 1,0	1,3	1,15
Від 1,01 до 2,0	1,2	1,1
Від 2,01 до 5,0	1,15	1,05
Більше 5,0	1,1	1,05

За довідковими таблицями вибирають тип електродвигуна, для якого за довідковими таблицями знаходять встановлену потужність та частоту обертання.

#### 3.5.4. Повітрязабірні пристрої. Витяжні камери

Вибір повітрязабірних пристроїв здійснюється за типовими

конструкціями в залежності від об'ємної витрати повітря, при цьому швидкість повітря в них лежить в межах 2 ... 5 м/с.

Повітрязабірні пристрої розташовуються на відстані 10 – 12 м від місць забруднення та на висоті не менше за 2 м від рівня землі (див. рис. 3.16)

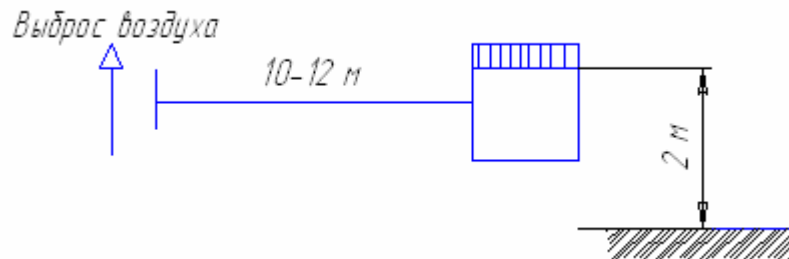


Рис.3.16. Розташування повітрязабірного пристрою

*Витяжні шахти* розміщуються на технічному поверсі або на горищі будівлі, їх вибирають за типовими конструкціями.

Швидкість повітря у витяжних шахтах складає 1,5 ... 8 м/с. Для видалення повітря можуть застосовуватися осьові або радіальні вентилятори.

Фільтри, калорифери, припливні вентилятори розміщуються у *припливних камерах*, які розташовуються у підвалі будівлі або на відповідному поверсі. Висота припливної камери повинна бути не менша за 1,8 м, а відстань між обладнанням повинна бути не менша за 0,7 м (див. рис. 3.17)

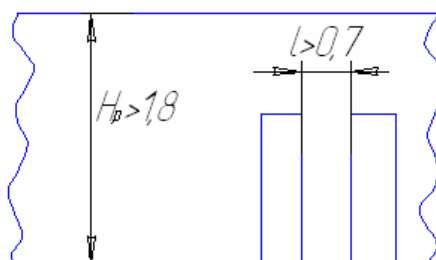


Рис. 3.17. Припливна камера

## Розділ 4. СИСТЕМИ І УСТАНОВКИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

### 4.1. Основні поняття про кондиціювання повітря

Стан вологого повітря у приміщеннях змінюється в залежності від надходження до них теплоти та вологи і параметрів зовнішнього повітря.

Для ряду приміщень необхідно забезпечувати постійність температури та відносної вологості незалежно від параметрів зовнішнього повітря та надходжень теплоти і вологи до цих приміщень, тобто  $t_{\text{вн}}, \varphi_{\text{вн}} = \text{const} = f(t_{\text{вн}}, \varphi_{\text{вн}}; \sum Q_{\text{вн}}; \sum W_{\text{вн}})$ . Це забезпечуються за допомогою систем кондиціювання повітря.

Під кондиціювання повітря будемо вважати процеси охолодження, осушки, нагрівання та зволоження повітря, очистка його від пилу, іонізація, дегазація, автоматичне підтримання необхідних параметрів повітря у приміщенні.

За допомогою *h-d* діаграми визначимо, які процеси тепловологісного оброблення повітря здійснюються в теплий та холодний періоди року.

#### *Теплий період*

В *h-d* діаграмі (див. рис. 4.1) нанесемо точки, які характеризують стан зовнішнього (Н), припливного (П) та внутрішнього (В) повітря.

Щоби дістатися з точки Н до точки П, не вказуючи зараз шляхи цього потрапляння, зовнішнє повітря необхідно охолодити та осушити.

Таким чином, основними процесами тепловологісного оброблення для теплого періоду року є *охолодження* та *осушка* повітря.

#### *Холодний період*

В *h-d* діаграмі (див. рис. 4.2) також нанесемо точки, які характеризують стан зовнішнього (Н), припливного (П) та внутрішнього (В) повітря.

Щоби дістатися з точки Н до точки П повітря необхідно підігріти та зволожити.

Таким чином, основними процесами тепловологісного оброблення повітря у холодний період року є *нагрівання та зволоження повітря*.

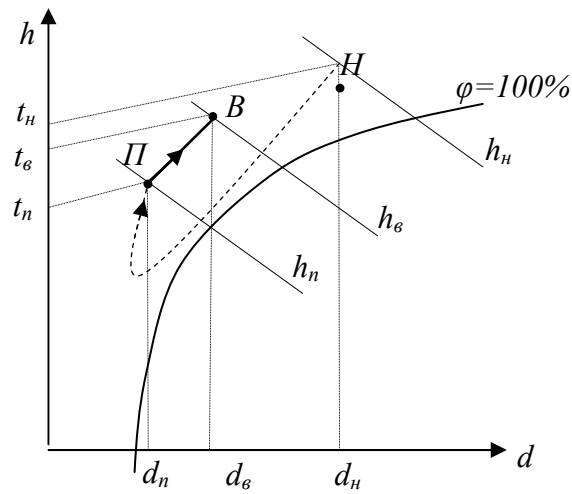


Рис. 4.1. Стани повітря у теплий період року

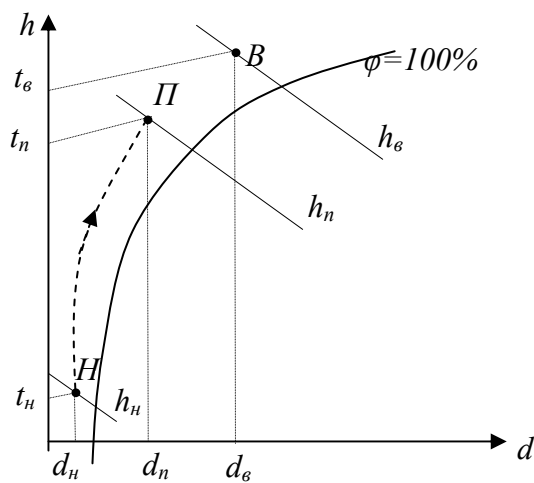


Рис. 4.2. Стани повітря у холодний період року

#### 4.2. Методи охолодження і нагрівання, осушки та зволоження повітря, що використовуються в техніці кондиціювання

##### А. Охолодження повітря

Охолодження повітря здійснюють у повітроохолоджувачах, які бувають двох типів:

- «сухі» поверхневого типу;
- «мокрі» контактного типу.

#### *Поверхневі повітроохолоджувачі*

На рис. 4.3. зображений окремий елемент поверхневого повітроохолоджувача.

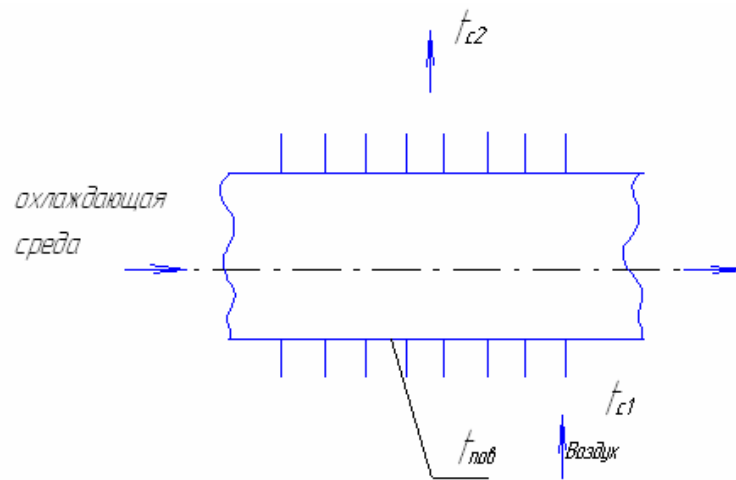


Рис. 4.3. Елемент поверхневого повітроохолоджувача

Необхідною умовою для забезпечення охолодження повітря є те, щоби температура поверхні трубки ( $t_{\text{пов}}$ ) була менша за температуру повітря за сухим термометром на вході ( $t_{c1}$ ), тобто  $t_{\text{пов}} < t_{c1}$ .

Для охолодження повітря використовується охолоджуюче середовище: холодна вода з холодильної станції, проміжний холодоносій – розсол хлористого натрію або хлористого кальцію, холодоагент – фреон, аміак, і т. ін.

Розглянемо основні температурні режими в поверхневих охолоджувачах повітря.

*Режим I:* температура поверхні повітроохолоджувача більша за

температуру точки роси повітря початкового стану, тобто  $t_{c1} \geq t_{пов} \geq t_{p1}$  – див. рис. 4.4, де  $t_{пов} = t_{p1}$ .

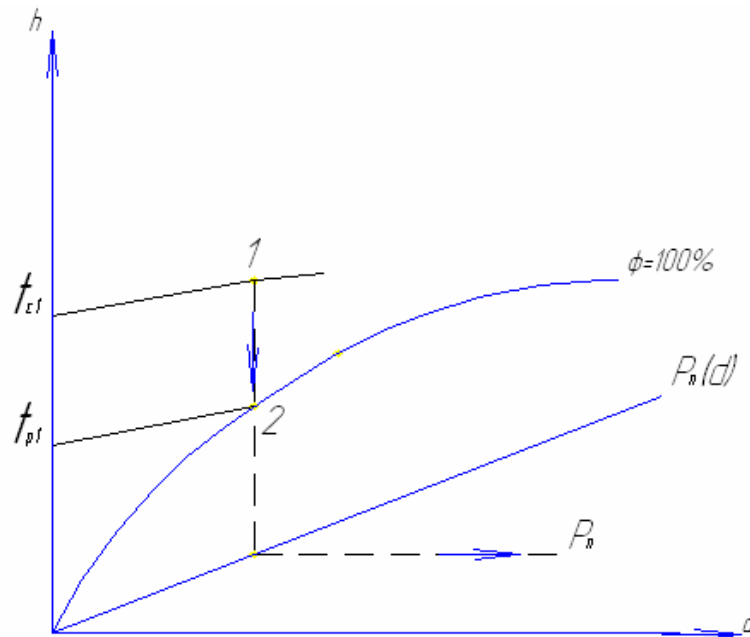


Рис. 4.4. Процес охолодження повітря при  $d = \text{Const}$

При розгляді процесу зміни стану повітря беремо, що температура кінцевого стану повітря дорівнює температурі поверхні повітроохолоджувача, тобто  $t_2 = t_{пов}$ .

Оскільки наявною є різниця температур ( $t_{c1} - t_{пов}$ ), а різниця парціальних тисків повітря кінцевого і початкового стану  $\Delta P_n = (P_{n1} - P_{n2})$ , то повітря в цьому процесі буде тільки охолоджуватися при  $d = \text{Const}$ .

*Режим 2:*  $t_{c1} \geq t_{пов} < t_{p1}$  - див. рис. 4.5 .

Внаслідок наявності різниці температур ( $t_{c1} - t_{пов}$ ) повітря буде охолоджуватися. Окрім цього, оскільки парціальний тиск водяної пари в

Внаслідок наявності різниці температур ( $t_{c1} - t_{пов}$ ) повітря буде охолоджуватися. Окрім цього, оскільки парціальний тиск водяної пари в точці 1 ( $P_{n1}$ ) буде більший за парціальний тиск водяної пари в точці 2 ( $P_{n2}$ ), тобто є різниця парціальних тисків  $\Delta P_n = (P_{n1} - P_{n2}) > 0$ , то повітря

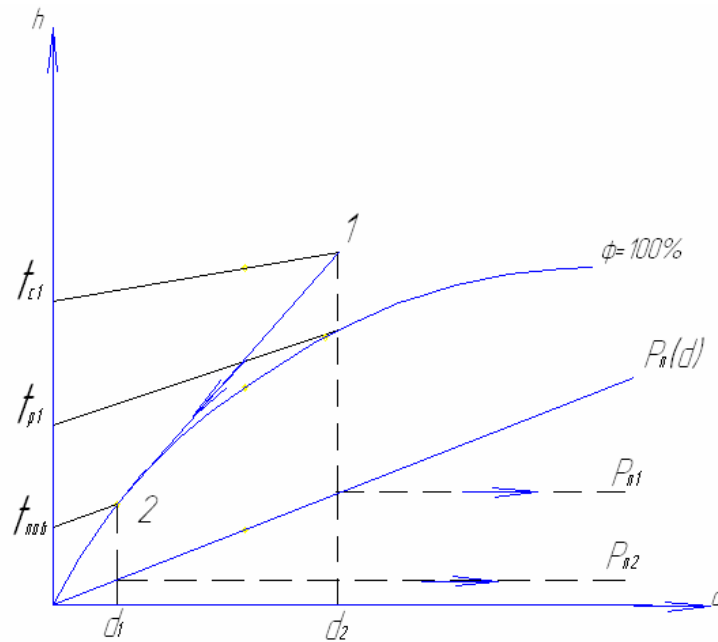


Рис. 4.5. Процес охолодження та осушки повітря

буде ще й осушуватися. Таким чином процес 1-2 – є процесом спільного охолодження та осушки повітря.

*Повітроохолоджувачі контактного типу*

На рис. рис. 4.6 зображений повітроохолоджувач контактного типу, де відбувається безпосередній контакт повітря з водою, що розпилюється за допомогою форсунок.

Необхідною умовою для забезпечення охолодження повітря є те, щоби температура води ( $t_v$ ) була менша за температуру повітря за сухим термометром на вході ( $t_{c1}$ ), тобто  $t_v < t_{c1}$ .

Розглянемо основні температурні режими в контактних повітроохолоджувачах.

*Режим 1* :  $t_{m1} > t_v > t_{p1}$  – див. рис. 4.7.

На рис. 4.7 позначимо точку 1, що характеризує початковий стан повітря. В цій точці визначимо температури точки роси ( $t_{p1}$ ) та температуру повітря за мокрим термометром ( $t_{m1}$ ). Точка 2 буде

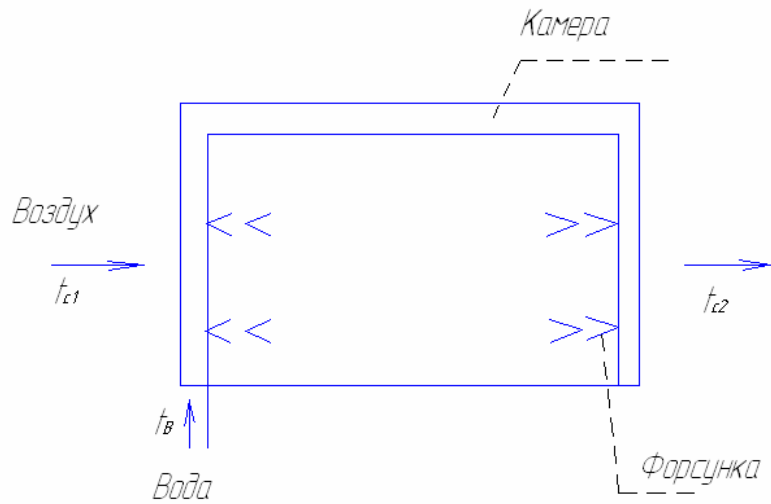


Рис. 4.6. Схема контактної повітроохолоджувача

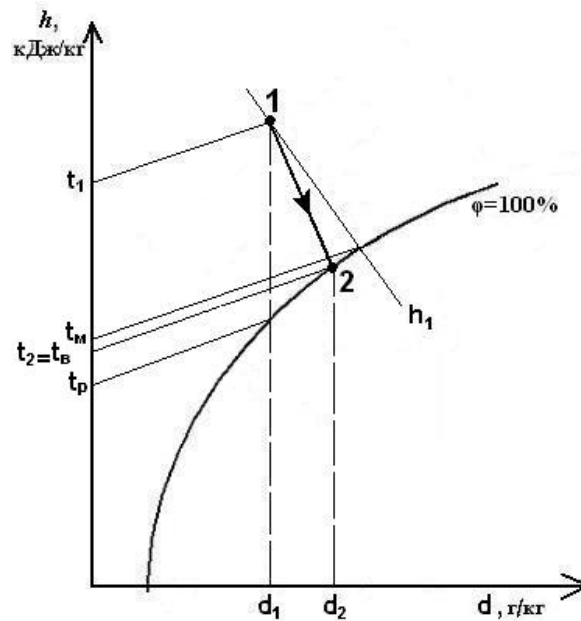


Рис. 4.7. Процес охолодження та зволоження повітря

характеризувати кінцевий стан повітря і буде знаходитися на лінії  $\varphi = 100\%$  між температурами  $t_{p1}$  та  $t_{M1}$ .

Унаслідок наявності різниці температур ( $t_B < t_{c1}$ ) повітря буде охолоджуватися, а внаслідок різниці парціальних тисків [ $\Delta P_{\Pi} = (P_{\Pi 2} - P_{\Pi 1}) > 0$ ] повітря буде зволожуватися.

*Режим 2:*  $t_B = t_{p1}$ .

Зміна стану повітря буде аналогічна процесу, що відбувається у поверхневих повітроохолоджувачах при  $t_{\text{пов}} = t_{\text{р1}}$  (див. рис. 4.4), тобто повітря буде охолоджуватися при постійному вологовмісті.

*Режим 3:*  $t_{\text{в}} < t_{\text{р1}}$ .

Зміна стану повітря буде аналогічна процесу, що відбувається у поверхневих повітроохолоджувачах при  $t_{\text{пов}} < t_{\text{р1}}$  (див. рис. 4.5), тобто повітря буде охолоджуватися і осушуватися.

*Режим 4:*  $t_{\text{в}} = t_{\text{м1}}$  – див. рис. 4.8.

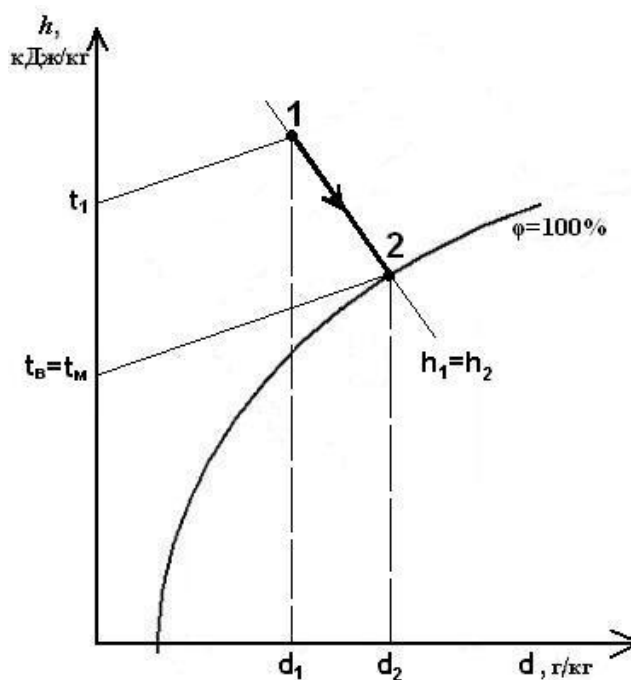


Рис. 4.8. Процес адіабатного зволоження повітря

На рис. 4.8 позначимо точку 1, що характеризує початковий стан повітря. Визначимо в цій точці температуру повітря за мокрим термометром  $t_{\text{м1}}$ .

Процес зміни стану повітря буде відбуватися за постійною ентальпією  $h = \text{Const}$ , тобто цей процес має назву адіабатного зволоження повітря, при цьому повітря буде ще й охолоджуватися до температури за мокрим термометром, тобто  $t_{\text{с2}} = t_{\text{м1}}$ .

## **Б. Нагрівання повітря**

Нагрівання повітря здійснюється у повітронагрівчачах, які можуть бути поверхневого та контактного типу.

У *поверхневих повітронагрівчачах*  $t_{\text{пов}} > t_{c1}$ , нагрів повітря здійснюється в процесі  $d = \text{Const}$  (такі процеси мали місце в калориферах системи механічної вентиляції).

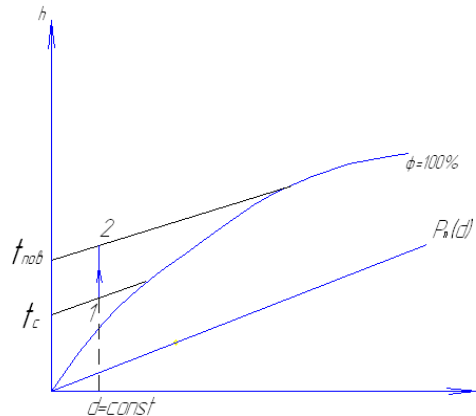


Рис. 4.9. Нагрівання повітря в поверхневих повітронагрівчачах

В контактних повітронагрівчачах нагрівання повітря здійснюється гарячою водою, температура якої більша за температуру повітря початкового стану, тобто  $t_{\text{в}} > t_{c1}$ . При цьому повітря нагрівається та зволожується (див. рис. 4.10).

Для нагрівання та зволоження повітря можна використати суху насичену водяну пару, але внаслідок специфічного запаху пари такі процеси широко в техніці кондиціонування повітря не застосовують.

## **4.3. Класифікація систем кондиціонування повітря**

Системи кондиціонування повітря за ступенем забезпечення метеорологічних умов поділяються на три класи:

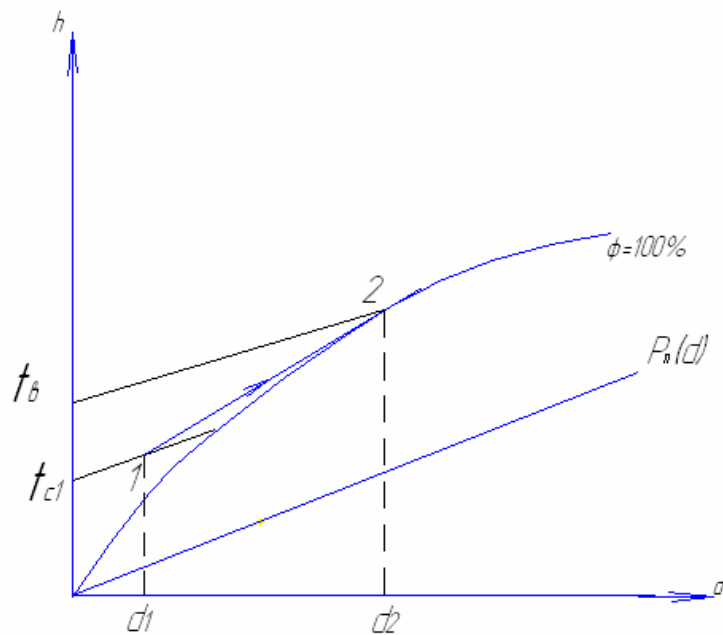


Рис. 4.10. Нагрівання повітря в контактних повітрянагрівачах

I – забезпечення необхідних для технологічного процесу параметрів згідно з нормативними документами;

II – забезпечення оптимальних санітарно-гігієнічних норм або потрібних технологічних норм;

III – забезпечення припустимих норм, що не можуть бути забезпечені вентиляцією в теплий період року без штучного охолодження повітря.

Класифікацію систем кондиціонування повітря здійснюють за наступними признаками:

1. За призначенням:

1.1. Технологічні (для забезпечення необхідних параметрів, що необхідні для здійснення технологічного процесу);

1.2. Комфортні (для забезпечення нормального комфорту у приміщеннях для людини);

1.3. Комфортно-технологічні.

2. За місцем розташування кондиціонера відносно приміщення, що

обслуговується:

2.1. Центральні;

2.2. Місцеві.

3. За принципом дії:

3.1. Прямоплинні;

3.2. Рециркуляційні;

3.3. Комбіновані.

4. За наявністю джерела холоду та теплоти:

4.1. Автономні;

4.2. Неавтономні (це більше відноситься до місцевих систем, оскільки в центральних системах холод виробляється централізовано).

5. За кількістю приміщень, що обслуговуються:

5.1. Однозональні;

5.2. Багатозональні.

6. За тиском, що розвиває вентилятор:

6.1. Низького – до 1000 Па;

6.2. Середнього – до 3000 Па;

6.3. Високого – більше як 3000 Па.

7. По типу об'єктів, що обслуговуються:

7.1. Побутові;

7.2. Напівпромислові;

7.3. Промислові.

#### **4.4. Центральні системи кондиціонування повітря**

За класифікацією ці системи відносяться до промислових.

Центральні системи влаштовуються для великих приміщень, а самі кондиціонери розташовуються за межами приміщень, що обслуговуються.

Постачання теплотою і холодом їх здійснюється від центральних джерел тепло- та холодопостачання, що розташовані за межами

кондиціонера. Повітропродуктивність центральних кондиціонерів складає 10 ... 250 тис. м<sup>3</sup>/год.

В Україні центральні кондиціонери типу КТЦ-3м випускаються заводом «Інтеркондиціонер» (м. Харків). Компоновка цих кондиціонерів визначається спеціальним проектом, який розробляють проектні організації.

На ринку України можна зустріти і інші типи центральних кондиціонерів. Наприклад, російська компанія «Інновайт» випускає центральні кондиціонери продуктивністю за повітрям до 135 тис. м<sup>3</sup>/год. Також можна зустріти кондиціонери Klimaig 2 (Словенія), польські, італійські, американські, і т. ін.

#### ***4.4.1. Принципова система системи кондиціонування повітря з центральним кондиціонером КТЦ-3м***

Схема зображена на рис.4.11 а, 4.11 б.

##### *Опис схеми*

Зовнішнє повітря всмоктується вентилятором 18 і проходить через все обладнання, яке розташоване на його шляху.

Схеми оброблення повітря можуть бути:

- прямоплинна, коли кондиціонер працює тільки на зовнішньому повітрі (відповідні заслонки, що подають рециркуляційне повітря, закриті);
- схема з першою рециркуляцією (підмішування рециркуляційного повітря здійснюється до зрошувальної камери);
- схема з першою та другою рециркуляцією (підмішування рециркуляційного повітря здійснюється до і після зрошувальної камери).

Схему оброблення вибирають на основі розрахунку теплового та вологісного режиму у приміщенні.

Варіант 1

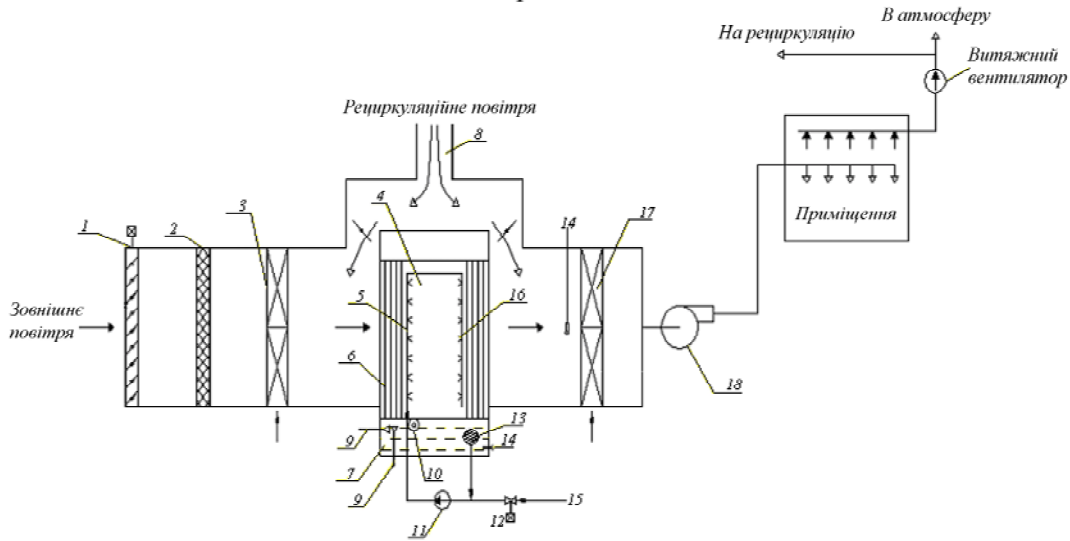


Рис. 4.11а. Схема системи кондиціонування повітря з центральним кондиціонером

Варіант 2

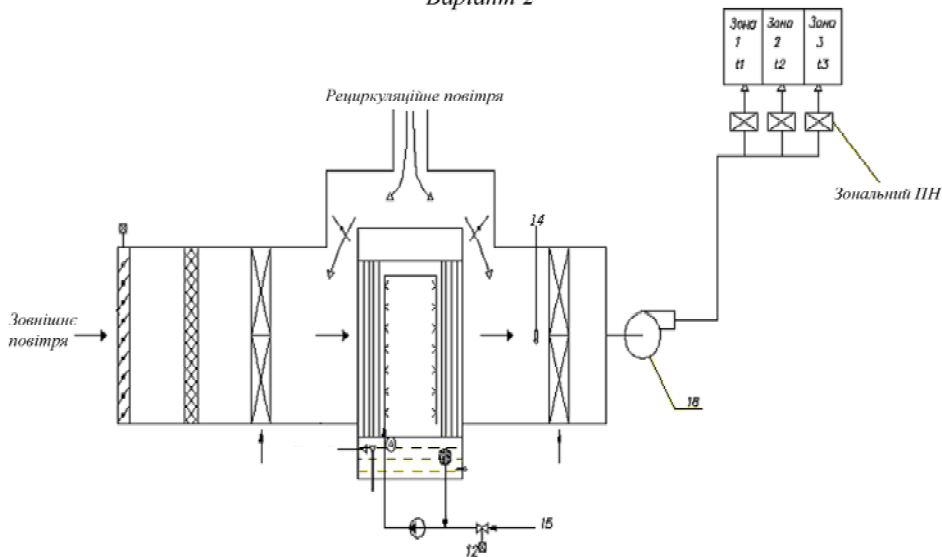


Рис. 4.11б. Схема системи кондиціонування повітря з центральним кондиціонером

1 – приймальний клапан; 2 – повітряний фільтр; 3 – повітрянагрівач першого підігріву; 4 – зрошувальна камера; 5 – трубні гребінки; 6 – сепаратор-розподільувач повітря; 7 – ємність для зрошувальної води; 8 – рециркуляційний повітропровід; 9 – переливний пристрій; 10 – кульковий поплавковий регулятор рівня; 11 – циркуляційний насос зрошувальної води; 12 – змішувальний клапан; 13 – сітчастий фільтр; 14 – датчики температури; 15 – охолоджена вода з холодильної станції; 16 – форсунки; 17 – повітрянагрівач другого підігріву; 18 – припливний вентилятор.

У фільтрі 2 повітря очищується від пилу.

Повітронагрівач першого підігріву працює тільки в холодний період року.

Для охолодження та осушки повітря (при повному кондиціюванні), або адиабатного зволоження (неповне кондиціювання) у теплий період року використовується зрошувальна камера. Ухолодний період року в ній здійснюється зволоження повітря.

Зрошувальні камери можуть бути форсункові (як зображено на рисунку) – ЗКФ та сітчасті – ЗКС.

В теплий період року при охолодженні та осушці повітря вода частково подається з холодильної станції, а частково забирається з ємності зрошувальної води (масові витрати холодної та рециркуляційної води визначаються розрахунком) через сітчастий фільтр 13. Суміш води насосом 11 подається на розпил до форсунок. Надлишок отепленої води повертається до холодильної станції.

Окрім цього, для охолодження та осушки повітря можливе встановлення поверхневого повітроохолоджувача.

У холодний період року при зволоженні повітря (це стосується і неповного кондиціювання у теплий період року) ємність 7 заповнюється звичайною водопроводною водою і в результаті багатократної її циркуляції в зрошувальній камері (клапан 12 закритий) вода приймає температуру, яка наближена до температури повітря за мокрим термометром. Підживлення води здійснюється через кульовий клапан, оскільки частина вологи сприймається повітрям. Надлишок води зливається з ємності через переливний пристрій.

Повітронагрівач другого підігріву працює в холодний період року, а також в деяких режимах і в теплий період року.

Якщо один кондиціонер обслуговує декілька приміщень, де потрібна

різна температура повітря, то замість повітронагрівача другого підігріву 17 у кожному приміщенні встановлюються так звані зональні повітронагрівачі (див. схему на рис. 4.11б).

#### **4.4.2. Розрахунки деяких схем оброблення повітря з центральними кондиціонерами**

Як приклад, розглянемо наступні схеми:

- а). Адіабатне зволоження повітря у теплий період року;
- б). Схема оброблення з першою рециркуляцією для теплого та холодного періодів року;

Вивчення інших схем можна здійснити за навчальним посібником «Джерела тепlopостачання та споживачі теплоти».

#### **А). Вибір розрахункових параметрів зовнішнього і внутрішнього повітря**

##### **Зовнішнє повітря**

##### *Теплий період*

$t_n$  та  $h_n$  вибирають за параметрами А при влаштуванні кондиціонування повітря для житлових та громадських будівель, а при неповному кондиціонуванні (адіабатне зволоження) – для будь-яких будівель.

● Параметри Б вибираються для технологічного кондиціонування, а для технологічно-комфорного температура визначається  $t_n = t_B - 2, ^\circ\text{C}$ , а ентальпія -  $h_n = h_B - 2, \text{кДж/кг}$ .

##### *Холодний період*

$t_n$  та  $h_n$  вибирають за параметрами Б.

##### **Внутрішнє повітря**

$t_B$  та  $\phi_B$  задають у залежності від призначення приміщення для холодного періоду року і для теплого періоду року при повному

кондиціонуванні; при неповному кондиціонуванні температура  $t_b = t_n + 3, ^\circ\text{C}$ , а відносна вологість  $\phi_b$  – задається.

***Б). Адіабатне зволоження повітря у теплий період року (неповне кондиціонування)***

Ця схема має широке застосування на підприємствах текстильної промисловості, де має місце суттєве надходження теплоти та незначна кількість вологи (практично кутовий промінь процесу зміни стану повітря у приміщенні  $\varepsilon_{\text{пр}} = \infty$ ).

Також схему можна використати і для громадських будівель у районах з сухим і жарким кліматом.

Згідно з розглянутою вище схемою оброблення повітря зовнішнє повітря вступає в контакт в зрошувальній камері з водою, що розпилюється. Вода має температуру, яка наближена до температури за мокрим термометром ( $t_{\text{вод}} \approx t_m$ ). Повітря при цьому приймає стан, що наближений до повного насичення його водяною парою. Але оскільки процес зміни стану повітря відбувається не ідеально, то кінцеве значення відносної вологості складає біля 92 – 97 %, тобто кінцеве значення відносної вологості повітря після зрошувальної камери  $\phi_k = 0,92 - 0,97$ . В практичних розрахунках зазвичай беруть  $\phi_k = 0,95$  (95 %).

Джерелом теплоти у зрошувальній камері є повітря, оскільки  $t_n > t_{\text{вод}}$ , а потенціалом переносу теплоти від повітря до води є психрометрична різниця температур  $t_n - t_m$ . Відбувається процес тепло- і масообміну між повітрям та водою, при цьому повітря віддає воді «явну» теплоту, в результаті температура його зменшується. Вода при контакті з повітрям приймає температуру, яка наближена до температури повітря за мокрим термометром  $t_m$ .

З загальної кількості розприскуваної води випаровується не більше як

3 – 5 %, а решта – потрапляє в ємність і насосом знову подається до форсунок. Підживлення ємності водою здійснюється автоматично за допомогою кульового клапану або вручну з водопроводу.

#### *Прямоструминна схема оброблення повітря*

Прямоструминна схема оброблення повітря наведена на рис. 4.12, а побудова процесів зміни стану повітря в  $h - d$  діаграмі – на рис. 4.13.

Для розрахунку схеми необхідно *задати* наступні величини:

- населений пункт;
- надходження теплоти  $\Sigma Q_{пр}$ , кВт, та вологи  $\Sigma W_{пр}$ , кг/с, до приміщення;
- граничне значення відносної вологості повітря у приміщенні  $\phi_v \leq 70$  %.

*Визначити*: параметри повітря у вузлових точках схеми (Н, П, О, В); необхідний повітрообмін для приміщення  $L_o$ , кг/с, та масову витрату вологи, яка сприймається повітрям у зрошувальній камері  $W_{вол}$ , кг/с.

При побудові процесів у  $h - d$  діаграмі за заданим населеним пунктом визначаються температура  $t_n$ , °С, та ентальпія  $h_n$ , кДж/кг, навколишнього повітря (за параметрами А для теплого періоду), а в  $h - d$  діаграмі за цими характеристиками наноситься точка З. В точці З додатково визначається вологовміст навколишнього повітря  $d_n$ , г/кг с.п.

В зрошувальній камері процес зміни стану повітря характеризується лінією НО ( $\varepsilon = 0$ ) і закінчується перетином цього променя процесу з лінією відносної вологості  $\phi_o = 95$  %, при цьому температура  $t_o$  є мінімально можливою температурою, яку можливо досягти при адіабатному зволоженні повітря. В отриманій точці О визначається вологовміст  $d_o$ , ентальпія  $h_o$  та температура  $t_o$  обробленого в зрошувальній камері повітря.

При транспортуванні повітря від вентилятора до приміщення воно нагрівається на 1 ... 1,5 °С за рахунок тертя у вентиляторі та внаслідок

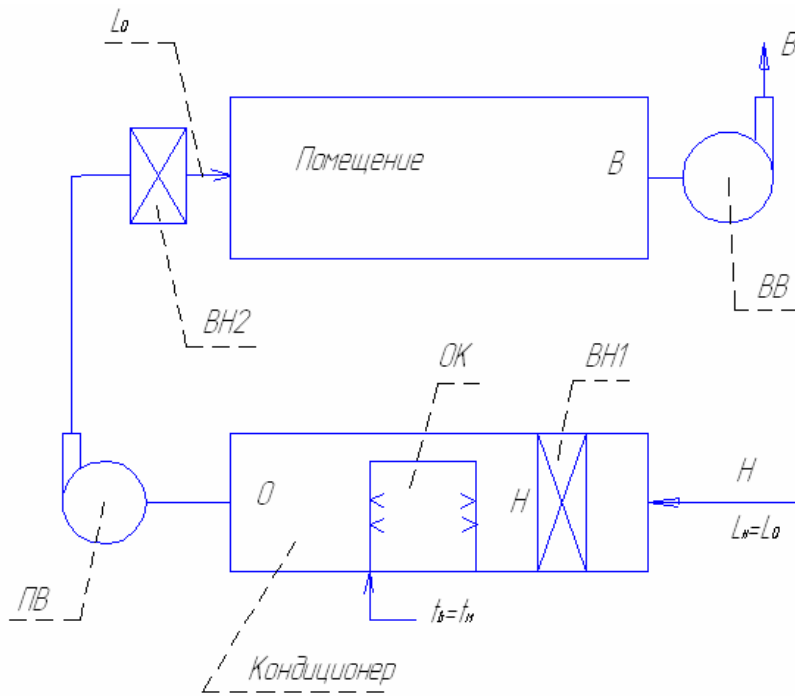


Рис. 4.12. Прямоструминна схема оброблення повітря:

ВН1 - повітрянагрівач першого підігріву; ОК – зрошувальна камера; ПВ – припливний вентилятор; ВН2 – повітрянагрівач другого підігріву; ВВ – витяжний вентилятор.

Стани повітря: Н – зовнішнє; О – оброблене в зрошувальній камері; П – припливне; В – видалюване з приміщення (внутрішнє).

того, що температура у приміщенні, де прокладений повітропровод, більша, ніж температура обробленого повітря в зрошувальній камері. Процес нагрівання повітря відбувається при  $d_o = \text{Const}$ . Таким чином, отримавши температуру припливного повітря як  $t_{\text{п}} = t_o + (1... 1,5), ^\circ \text{C}$ , в точці перетину ізотерми  $t_{\text{п}}$  з вологовмістом припливного повітря ( $d_{\text{п}} = d_o$ ) отримуємо точку П та характеристики повітря в ній (додатково до обчислених величин  $t_{\text{п}}$  та  $d_{\text{п}}$  визначаємо ентальпію припливного повітря  $h_{\text{п}}$ .

Визначаємо температуру внутрішнього повітря :  $t_{\text{в}} = t_{\text{п}} + 3, ^\circ \text{C}$ .

Обчислюємо кутовий коефіцієнт променя процесу, який характеризує зміну стану припливного повітря у приміщенні, кДж/кг вологи

$$\epsilon_{\text{пр}} = \Sigma Q_{\text{пр}} / \Sigma W_{\text{пр}} . \quad (4.1)$$

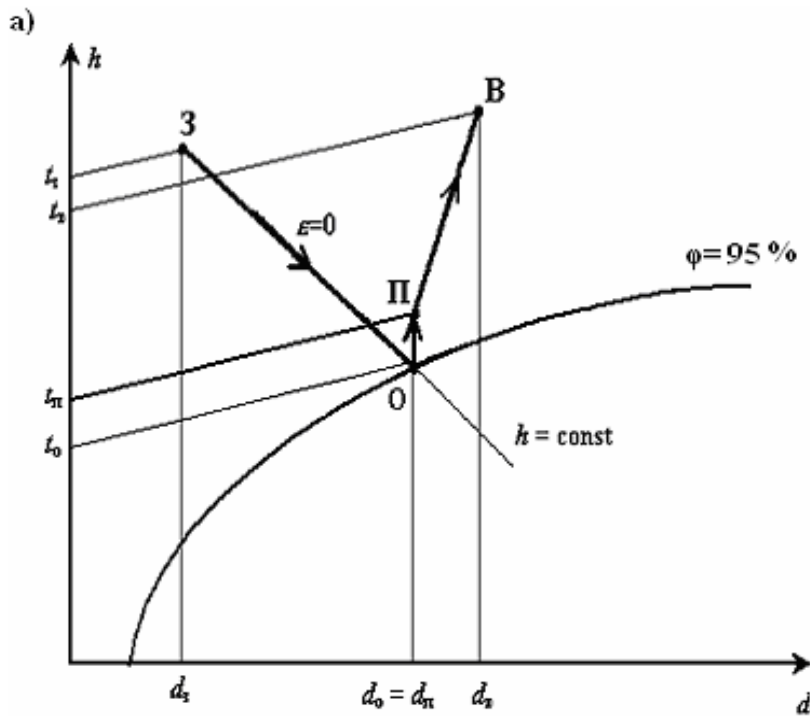


Рис. 4.13. Зображення процесів зміни стану повітря у  $h - d$  діаграмі

Через точку  $\Pi$  проводиться кутовий коефіцієнт променю процесу  $\epsilon_{\text{пр}}$ , перетин якого з ізотермою  $t_B$  дає точку  $B$ , що характеризує стан внутрішнього повітря. В точці  $B$  додатково визначаються вологовміст  $d_B$ , ентальпія  $h_B$  та відносна вологість  $\phi_B$  внутрішнього повітря.

Якщо отримана величина  $\phi_B \leq 70 \%$ , то побудову процесів можна вважати закінченою, після чого визначається необхідна масова витрата вентиляційного повітря для приміщення, кг/с

$$L_o = \Sigma Q_{\text{пр}} / (h_B - h_{\Pi}). \quad (4.2)$$

Визначається масова витрата вологи, яка сприймається повітрям у зрошувальній камері, кг/с

$$W_{\text{âîë}} = L_{\text{î}} \frac{d_{\text{î}} - d_{\text{î}}}{1000}. \quad (4.3)$$

Величина  $W_{\text{вол}}$  необхідна для визначення витрати водопровідної води на підживлення ємності.

На практиці у ряді випадків значення відносної вологості повітря в точці В перевищує припустимі межі, тобто більше як 70 %. У цьому випадку застосовують схему, яка передбачає часткове підмішування зовнішнього повітря після зрошувальної камери до повітря, яке зволожено в зрошувальній камері, тобто схему з байпасом (див. відповідний матеріал в навчальному посібнику «Джерела тепlopостачання та споживачі теплоти»).

**В). Схема оброблення повітря з першою рециркуляцією (повне кондиціонування) для теплого періоду року**

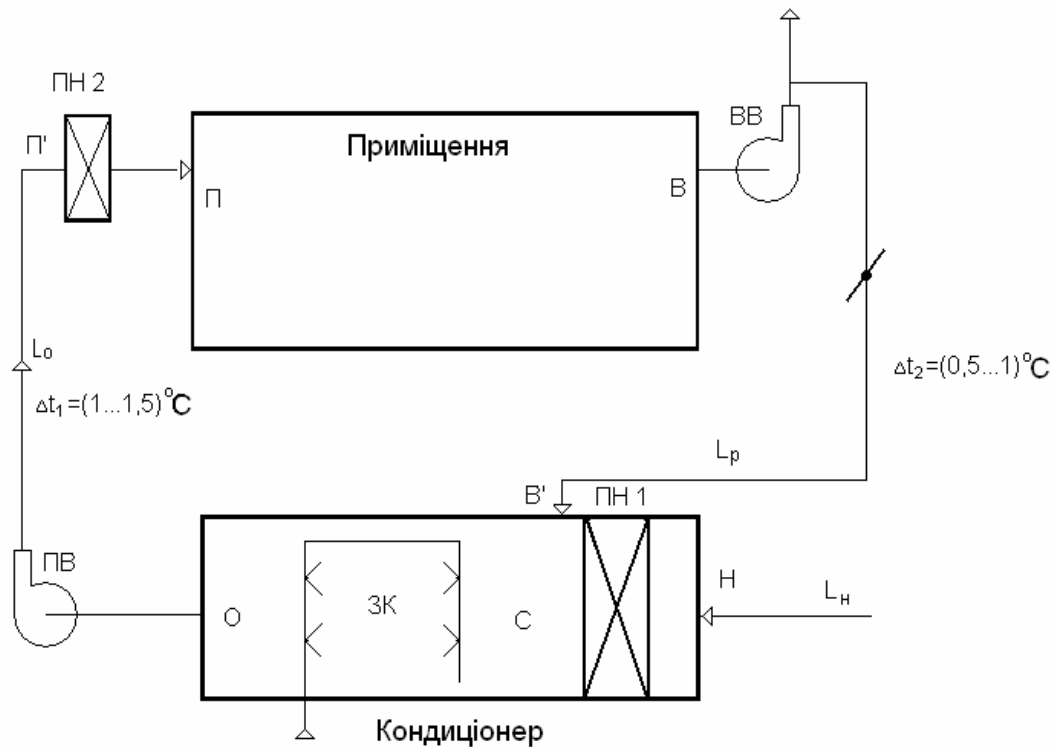


Рис. 4.14. Схема оброблення повітря з першою рециркуляцією

Згідно з вимогами санітарних норм задається масова витрата зовнішнього повітря  $L_H$  у відсотках до сумарної витрати  $L_0$ , тобто  $L_H = x L_0$ , кг/с.

Перед зрошувальною камерою до зовнішнього повітря підмішується рециркуляційне повітря масовою витратою  $L_p$ , після чого суміш повітря масовою витратою  $L_o = L_n + L_p$  надходить у зрошувальну камеру, де охолоджується та осушується (див. рис. 4.14). В зрошувальній камері розприскується вода з температурою, яка нижча за температуру точки роси суміші повітря. Після зрошувальної камери суміш повітря (відносна вологість її сягає  $\phi_o = 95\%$ ) нагрівається у вентиляційній системі на  $1 \dots 1,5$  °С і якщо його температура нижча за необхідну температуру припливного повітря  $t_n$ , то в роботу включається повітрянагрівач другого підігріву до досягнення необхідної температури.

Рециркуляційне повітря ( $L_p$ ) з температурою в точці В, яке надходить з приміщення на рециркуляцію, підвищує свою температуру на  $0,5 \dots 1,0$  °С (точка В').

Для розрахунку схеми необхідно *задати* наступні величини:

- населений пункт;
- температуру  $t_b$ , °С, та відносну вологість  $\phi_b$ , %, внутрішнього повітря;
- надходження теплоти  $\Sigma Q_{пр}$ , кВт, та вологи  $\Sigma W_{пр}$ , кг/с, до приміщення;
- масову витрату зовнішнього повітря  $L_n$  у частках від  $L_o$ , тобто  $L_n = x L_o$ , кг/с.

*Визначити*: параметри повітря у вузлових точках схеми (Н, С, О, П', П, В, В'); необхідний повітрообмін для приміщення  $L_o$ , кг/с, охолоджуючу потужність зрошувальної камери  $Q_{хол}$ , кВт; витрату рециркуляційного повітря  $L_p$ , кг/с; витрати теплоти на нагрівання повітря у повітрянагрівачі другого підігріву  $Q_{пн2}$ , кВт.

#### *Розрахунки*

1. За заданим населеним пунктом визначаються температура  $t_n$ , °С, та

ентальпія  $h_n$ , кДж/кг, навколишнього повітря, а в  $h - d$  діаграмі (див. рис. 4.15) за цими характеристиками наноситься точка Н. В точці Н додатково визначається вологовміст навколишнього повітря  $d_n$ , г/кг с.п.

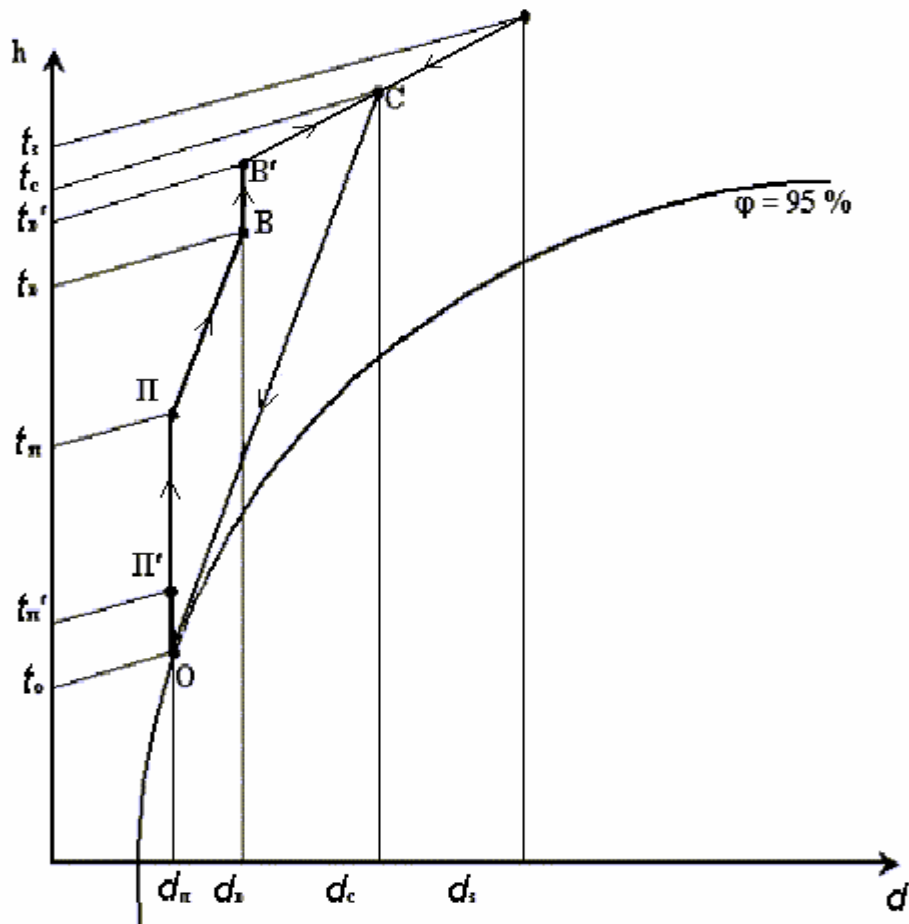


Рис. 4.15. Зображення процесів оброблення повітря у  $h - d$  діаграмі для схеми з першою рециркуляцією в теплий період року

2. За заданою температурою  $t_b$  та відносною вологістю  $\phi_b$  внутрішнього повітря в  $h - d$  діаграмі позначається точка В, в якій додатково визначається вологовміст  $d_b$ , г/кг с.п, та ентальпія  $h_b$ , кДж/кг, внутрішнього повітря.

3. Обчислюється кутовий коефіцієнт променя процесу, що характеризує зміну стану припливного повітря у приміщенні, кДж/кг

## ВОЛОГИ

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \Sigma Q_{\text{пр}} / \Sigma W_{\text{пр}},$$

який проводиться через точку В.

4. Визначається температура припливного повітря:  $t_{\text{п}} = t_{\text{в}} - 3, ^\circ \text{C}$ .

5. Перетинаючи ізотерму  $t_{\text{п}}$  з напрямком кутового коефіцієнта променя процесу  $\varepsilon_{\text{пр}}$ , отримуємо точку П, що характеризує стан припливного повітря. В точці П додатково визначається вологомiст  $d_{\text{п}}$ , г/кг с.п, та ентальпія  $h_{\text{п}}$ , кДж/кг.

6. Визначається необхідна масова витрата вентиляційного повітря для приміщення, кг/с

$$L_o = \Sigma Q_{\text{пр}} / (h_{\text{в}} - h_{\text{п}}).$$

7. Перетинаючи вологовміст припливного повітря  $d_{\text{п}}$  з лінією відносної вологості  $\phi_o = 95 \%$ , отримуємо точку О, яка характеризує стан суміші повітря після зрошувальної камери. В точці О додатково визначається температура  $t_o$  та ентальпія  $h_o$ , а величина  $d_o = d_{\text{п}}$ .

8. Визначається температура повітря перед повітронагрівачем другого підігріву  $t_{\text{п}}' = t_o - (1 \dots 1,5), ^\circ \text{C}$ . Перетин ізотерми  $t_{\text{п}}'$  з вологовмістом  $d_{\text{п}} = d_{\text{п}}'$ , дає точку П', що характеризує стан повітря перед повітронагрівачем другого підігріву. У цій точці додатково визначаємо ентальпію  $h_{\text{п}}'$ , кДж/кг.

9. Визначається температура рециркуляційного повітря перед зрошувальною камерою  $t_{\text{в}}' = t_{\text{в}} + (0,5 \dots 1,0), ^\circ \text{C}$ . Перетин ізотерми  $t_{\text{в}}'$  з вологовмістом внутрішнього повітря  $d_{\text{в}} = d_{\text{в}}'$  дає точку В', що характеризує стан рециркуляційного повітря перед зрошувальною камерою. В точці В' додатково визначаємо ентальпію  $h_{\text{в}}'$ , кДж/кг.

10. З'єднавши точки В' та Н прямою лінією, отримуємо пряму суміші зовнішнього та рециркуляційного повітря, після чого визначаємо положення точки суміші з наступного співвідношення

$$L_o / \text{В}'\text{Н} = L_{\text{н}} / \text{В}'\text{С},$$

звідки визначаємо довжину відрізка

$$B'C = (L_n / L_o) B'H,$$

який відкладаємо на прямій суміші від точки  $B'$ , отримуючи таким чином точку суміші  $C$ . В точці  $C$  визначаємо температуру  $t_c$ , °C, ентальпію  $h_c$ , кДж/кг, та вологовміст  $d_c$ , г/кг с.п, суміші.

12. Визначаємо витрату рециркуляційного повітря  $L_p = L_o - L_n$ , кг/с.

11. З'єднавши прямою лінією точки  $C$  та  $O$ , отримуємо процес охолодження суміші у зрошувальній камері.

12. Визначаємо охолоджуючу потужність зрошувальної камери, кВт

$$Q_{\text{хол}} = L_o / (h_c - h_o). \quad (4.4)$$

13. Визначаємо витрати теплоти на нагрівання повітря у повітрянагрівачі другого підігріву, кВт

$$Q_{\text{ПН2}} = L_o / (h_n - h_n^{\prime}). \quad (4.5)$$

Перевагою схеми з рециркуляцією є те, що в ній зменшується охолоджуюча потужність зрошувальної камери порівняно з прямоструминною схемою, яка, наприклад, визначається за наступною формулою

$$Q_{\text{хол (пр)}} = L_o / (h_n - h_o).$$

Застосування схеми з 1 та 2 рециркуляцією дозволяє відключати повітрянагрівач другого підігріву, оскільки його роль буде виконувати рециркуляційне повітря другої рециркуляції.

***Г). Схема оброблення повітря з першою рециркуляцією для холодного періоду року – підмішування рециркуляційного повітря після повітрянагрівача першого підігріву***

Зовнішнє повітря (див. рис. 4.16) масовою витратою  $L_n$  підігрівається у повітрянагрівачі першого підігріву до стану, що визначається точкою  $K$ . До цього повітря додається рециркуляційне повітря  $L_p$ .

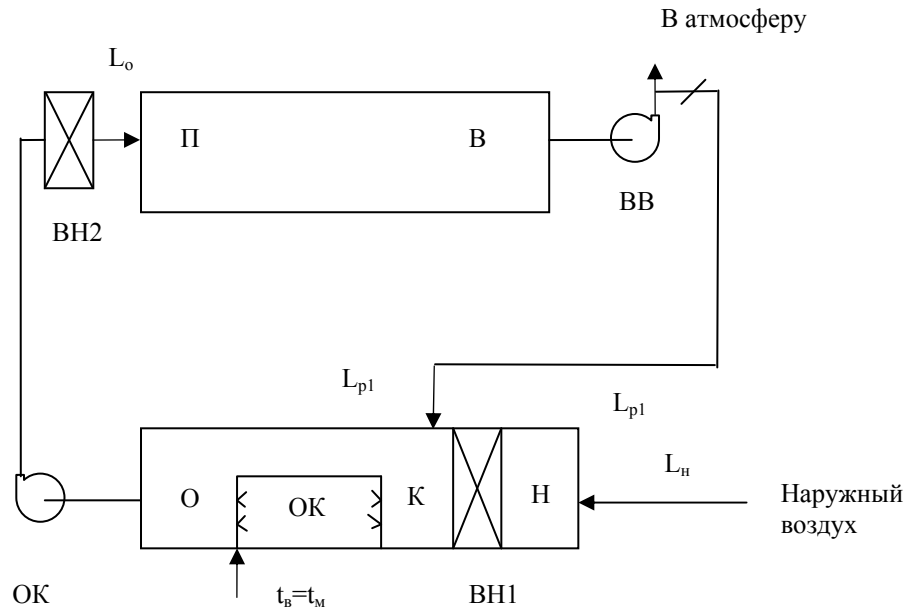


Рис. 4.16. Схема оброблення повітря з першою рециркуляцією для холодного періоду року

Надалі суміш повітря надходить у зрошувальну камеру, де відбувається процес адиабатного зволоження до заданого вологовмісту припливного повітря при відносній вологості  $\phi_0 = 95\%$ .

Оскільки в зрошувальній камері при зволоженні повітря відбувається і його охолодження, то підігрів повітря до температури припливного повітря здійснюється у повітрянагрівачі другого підігріву, після чого повітря надходить у приміщення.

Нагрівання повітря в повітропроводах від кондиціонера до приміщення та в рециркуляційному повітропроводі не враховується, тобто  $\Delta t_1 = \Delta t_2 = 0$  °С, оскільки різниця температур повітря в повітропроводах та приміщенні незначна.

Для розрахунку схеми необхідно *задати* наступні величини:

- населений пункт;
- температуру  $t_{в}$ , °С, та відносну вологість  $\phi_{в}$ , %, внутрішнього

- повітря;
- надходження теплоти  $\Sigma Q_{\text{пр}}$ , кВт, та вологи  $\Sigma W_{\text{пр}}$ , кг/с, до приміщення;
- масові витрати повітря для приміщення  $L_o$ , зовнішнього  $L_n$  та рециркуляційного  $L_p$  повітря (беруть з розрахунку теплого періоду для цієї схеми).

*Визначити:* параметри повітря у вузлових точках схеми (Н, К, С, О, П, В); витрату теплоти на нагрівання повітря у повітронагрівачах першого ( $Q_{\text{пн1}}$ ) та другого ( $Q_{\text{пн2}}$ ) підігріву, кВт; масову витрату вологи, яка сприймається повітрям у зрошувальній камері  $W_{\text{вол}}$ , кг/с.

### *Розрахунки*

1. За заданим населеним пунктом визначаються температура  $t_n$ , °С, та ентальпія  $h_n$ , кДж/кг, навколишнього повітря (за параметрами Б для холодного періоду року), а в  $h - d$  діаграмі (див. рис. 4.17) за цими характеристиками наноситься точка Н. В точці Н додатково визначається вологовміст навколишнього повітря  $d_n$ , г/кг с.п.

2. За заданою температурою  $t_b$  та відносною вологістю  $\phi_b$  внутрішнього повітря в  $h - d$  діаграмі позначається точка В, в якій додатково визначається вологовміст  $d_b$ , г/кг с.п, та ентальпія  $h_b$ , кДж/кг, внутрішнього повітря.

3. Обчислюється кутовий коефіцієнт променя процесу, що характеризує зміну стану припливного повітря у приміщенні, кДж/кг вологи

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \Sigma Q_{\text{пр}} / \Sigma W_{\text{пр}},$$

який проводиться через точку В.

4. Визначається асимілююча спроможність припливного повітря за вологою, г/кг с.п

$$\Delta d = d_b - d_n = (\Sigma W_{\text{пр}} / L_o) 1000, \quad (4.6)$$

а надалі – вологовміст припливного повітря  $d_n = d_b - \Delta d$ .

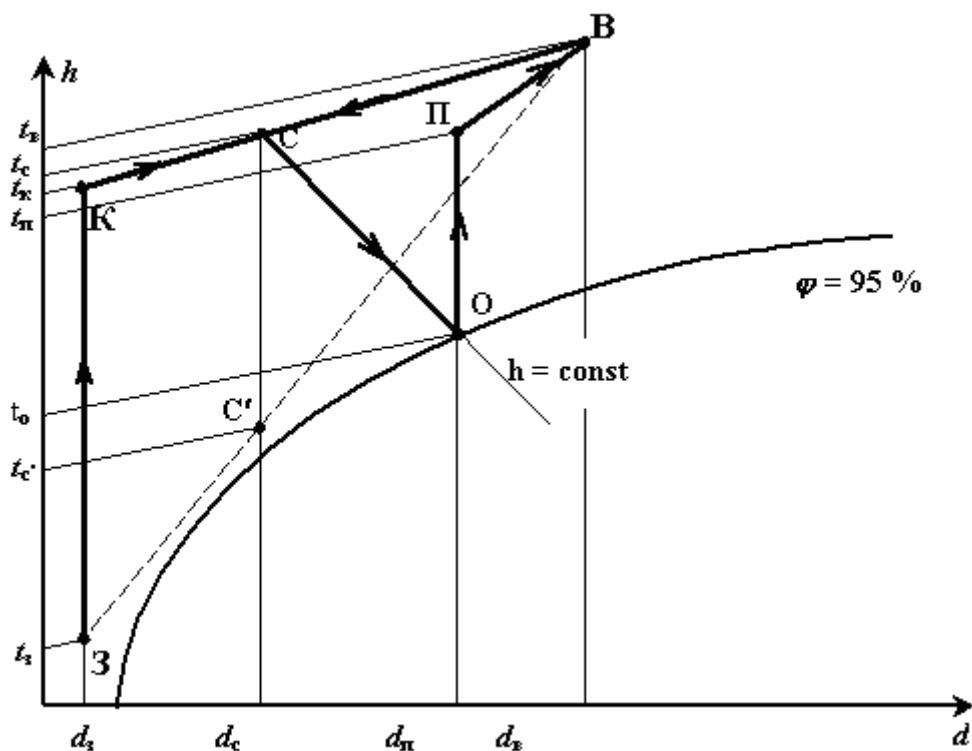


Рис. 4.17. Зображення процесів оброблення повітря у  $h - d$  діаграмі для схеми з першою рециркуляцією в холодний період року

5. Перетин  $d_{\text{п}}$  з величиною  $\varepsilon_{\text{пр}}$  дає точку П, а з лінією  $\varphi_0 = 95\%$  - точку О. В точках П та О визначаємо вологовміст та ентальпію відповідно:  $d_{\text{п}}$ ,  $h_{\text{п}}$  та  $d_o$ ,  $h_o$ .

6. Умовно беремо, що підмішування рециркуляційного повітря здійснюється до повітрянагрівача першого підігріву, тоді з'єднуємо пунктирною лінією точки В і Н.

На цій лінії знаходимо умовну точку суміші ( $C'$ ) із співвідношення

$$L_o / \text{ВН} = L_{\text{п}} / \text{BC}'$$

звідки визначаємо довжину відрізка

$$\text{BC}' = (L_{\text{п}} / L_o) \text{ВН},$$

який відкладаємо на умовній прямій суміші від точки В, отримуючи

таким чином умовну точку суміші  $C'$ . В точці  $C'$  визначаємо температуру  $t_{c'}$ , °С, ентальпію  $h_{c'}$ , кДж/кг, та вологовміст  $d_{c'}$ , г/кг с.п, суміші.

7. Перетин  $d_{c'}$  з ентальпією  $h_o$  дає істинну точку суміші  $C$ , в якій визначається температура  $t_c$ , °С, ентальпію  $h_c$ , кДж/кг, та вологовміст  $d_c$ , г/кг с.п, суміші.

8. З'єднуємо точки В і С (дійсна лінія суміші) і перетнувши отриману пряму з вологовмістом зовнішнього повітря  $d_n$ , отримуємо точку К, яка характеризує стан повітря після повітронагрівача першого підігріву. В точці К визначаємо температур  $t_k$ , °С, ентальпію  $h_k$ , кДж/кг, та вологовміст  $d_k$ , г/кг с.п, повітря після повітронагрівача першого підігріву.

*Недоліком схеми з підмішуванням рециркуляційного повітря до повітронагрівача першого підігріву є те, що точка  $C'$  може бути нижча за лінію  $\phi = 100\%$ , що призводить до випадання вологи з повітря на поверхні повітронагрівача.*

Для схеми, яка розглядається, якщо точка  $C'$  лежить вище за лінію  $h_o = \text{Const}$ , то потрібно в зимовому періоді методом послідовних наближень збільшувати витрату навколишнього повітря порівняно з прийнятою величиною для теплого періоду.

9. Витрати теплоти на нагрівання повітря у повітронагрівачах першого та другого підігріву відповідно,кВт

$$Q_{\text{ПН1}} = L_n / (h_k - h_n); \quad (4.7)$$

$$Q_{\text{ПН2}} = L_o / (h_n - h_o). \quad (4.8)$$

10. Масова витрата вологи, що сприймається повітрям у зрошувальній камері, кг/с

$$W_{\text{âîë}} = L_1 \frac{d_i - d_n}{1000}. \quad (4.9)$$

Застосування першої рециркуляції у холодний період року призводить

до зменшення витрат теплоти на нагрівання повітря у повітронагрівачі першого підігріву.

При застосуванні схеми з першою та другою рециркуляцією зменшується і витрата теплоти на нагрівання повітря у повітронагрівачі другого підігріву, але така схема застосовується рідко.

### ***Завдання студентам на самостійну роботу***

*Вивчити наступні схеми оброблення повітря в центральних кондиціонерах (за навчальним посібником «Джерела теплопостачання та споживачі теплоти»):*

- Схема з байпасом адіабатного зволоження повітря у теплий період року;
- Прямоструминна схема оброблення повітря у теплий період року (повне кондиціонування);
- Схема з першою та другою рециркуляцією оброблення повітря у теплий період року (повне кондиціонування);
- Прямоструминна схема оброблення повітря в холодний період року;
- Схема оброблення з першою рециркуляцією для холодного періоду року – підмішування ре циркуляційного повітря здійснюється після повітронагрівача першого підігріву.

*У звіті для кожної з схем необхідно представити наступні відомості:*

*1). Принципову схему оброблення повітря з позначенням вузлових точок станів повітря.*

*2). Опис схеми.*

*3). Побудову процесів зміни стану повітря в  $h-d$  діаграмі.*

*4). Розрахункові формули для визначення основних параметрів.*

#### 4.4.3. Характеристика та вибір обладнання центральних кондиціонерів

##### ***А. Вибір типу та кількості кондиціонерів***

● *Тип кондиціонерів* – КТЦ – 3 м : 10; 20; 31,5; 40; 63; 80; 125; 160; 200; 250 (цифрами наведена номінальна повітропродуктивність в тис. м<sup>3</sup>/год, наприклад, для кондиціонера КТЦ – 3 м - 31,5 номінальна повітропродуктивність складе  $V_{\text{ном}} = 31500$  м<sup>3</sup>/год).

● *Об’ємна витрата повітря, м<sup>3</sup>/год*

$$V = 1,1 \frac{L_1}{\rho} 3600, \quad (4.10)$$

де  $\rho$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>.

Величина  $L_0$ , яка входить в формулу (4.10), береться з розрахунку відповідної схеми для теплого періоду року.

● *Кількість кондиціонерів, шт*

$$N = V / V_{\text{ном}}. \quad (4.11)$$

Отриману величину  $N$  необхідно заокруглити до найближчого більшого цілого. Слід зауважити, що кількість кондиціонерів повинна бути мінімальною, у деяких випадках, наприклад, при технологічному або технологічно-комфортному кондиціонуванні, величина  $N$  повинна бути не менше 2.

● ***Повітряні фільтри***

Теоретичні та практичні питання очищення повітря від пилу розглянуті в розділі «Системи механічної вентиляції». Ці положення необхідності очищення повітря, конструкції фільтрів поширюються і на системи кондиціонування повітря. В центральних кондиціонерах типу КТЦ – 3 м використовуються фільтри двох типів: повітряні сухі рулонні і повітряні масляні, які самі очищуються.

● ***Повітрянагрівачі***

Повітрянагрівачі центральних кондиціонерів типу КТЦ – 3 м

комплектуються з так званих базових теплообмінників.

Базові теплообмінники – це теплообмінні апарати поверхневого типу з оребренням зовнішньої поверхні.

Як теплоносії в повітрянагрівачах використовується гаряча вода з температурою 95 ... 180 °С.

Базові теплообмінники, які виготовляються заводом-виробником за геометричними характеристиками можуть бути одно-; 1,25-; півтора-; і двометровими з одним, півтора і двома рядами труб за напрямком руху повітря.

Ескізна конструкція базового теплообмінника показана на рис. 4.18.

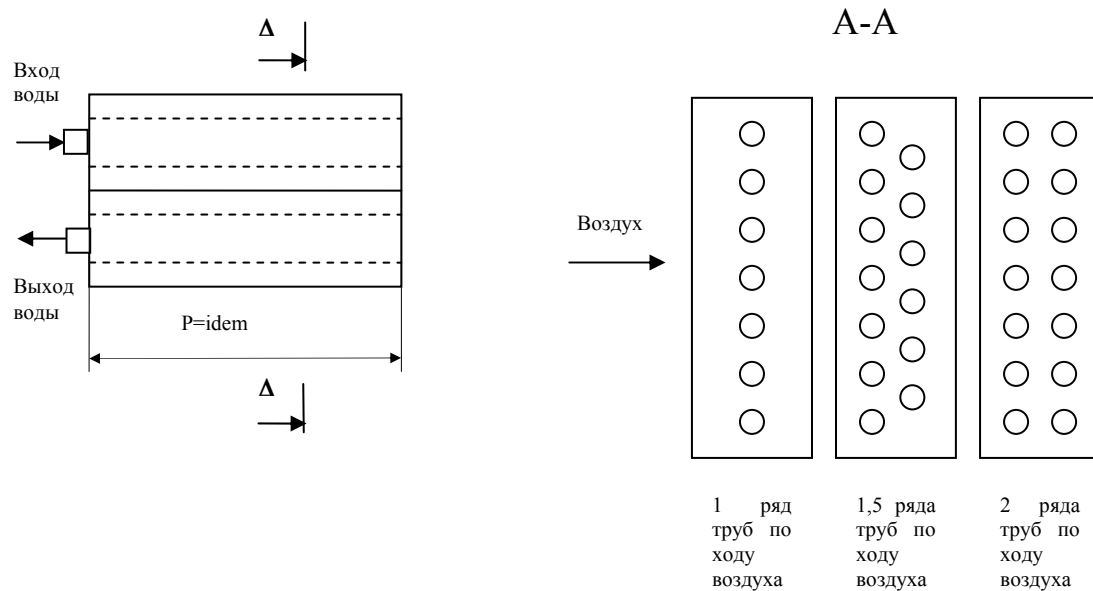


Рис. 4.18. Ескізна конструкція базового теплообмінника

Повітрянагрівачі можуть бути без обхідного каналу і з обхідним каналом.

Кількість базових теплообмінників у повітрянагрівачі залежить від типу кондиціонера, тобто його повітропродуктивності.

Наприклад, центральний кондиціонер КТЦ – 3 м -31,5 комплектується

одним двометровим базовим теплообмінником, а КТЦ – 3 м – 160 – чотирма півтораметровими та двома двометровими базовими теплообмінниками (див. рис. 4.19).

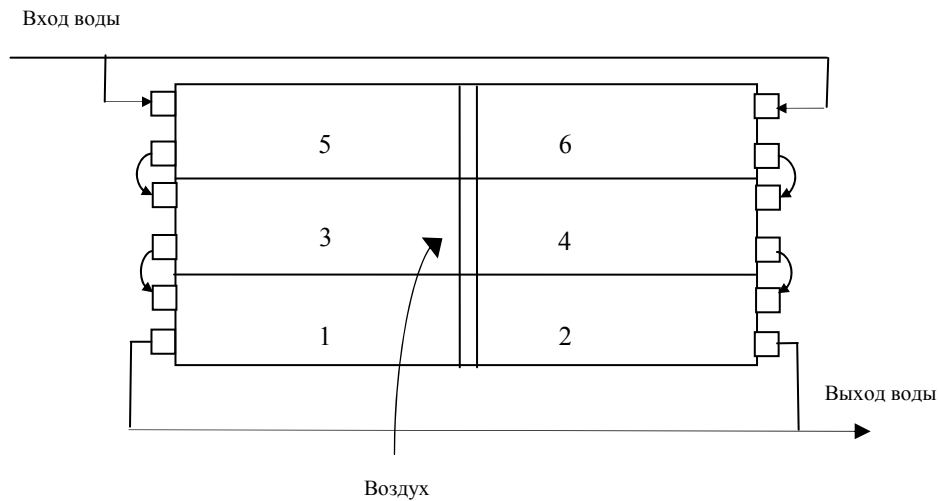


Рис. 4.19. Схема комплектації повітрянагрівача кондиціонера КТЦ – 3 м – 160 базовими теплообмінниками:  
1, 2, 3, 4 – півтораметрові базові теплообмінники; 5, 6 – двометрові базові теплообмінники

Аналізуючи зображений на рис. 4.19 повітрянагрівач кондиціонера КТЦ – 3 м – 160 можна пересвідчитися, що у нього є дві групи базових теплообмінників, які з'єднані паралельно за напрямком руху води (параметр  $n_k$ , який входить в формулу для визначення витрати води, дорівнює 2). У кожній з двох груп базові теплообмінники з'єднані за напрямком руху води послідовно.

При розрахунках повітрянагрівачів спочатку за отриманій в розрахунку об'ємній витраті повітря вибирається тип кондиціонера, для якого за довідковими даними визначається кількість базових теплообмінників повітрянагрівача і їх характеристики:

- дійсна площа поверхні нагрівання,  $m^2$ , при однорядному ( $F_{д1}$ ),

півторарядному ( $F_{д1,5}$ ) та дворядному ( $F_{д2}$ ) повітрянагрівачу;

- площа фронтального перерізу за напрямком руху повітря  $f_{пов}$ , м<sup>2</sup>;
- площа живого перерізу за напрямком руху води, м<sup>2</sup>, при однорядному ( $f_{т1}$ ), півторарядному ( $f_{т1,5}$ ) та дворядному ( $f_{т2}$ ) повітрянагрівачу у залежності від типу базового теплообмінника (одно-; 1,25-; півтора-; або двометрового);
- кількість паралельно під'єднаних груп базових теплообмінників за напрямком руху води  $n_k$ .

Надалі визначається масова швидкість повітря у фронтальному перерізі повітрянагрівача, кг / (с·м<sup>2</sup>)

$$(\rho v)_ф = L_{o1} / f_{пов}, \quad (4.12)$$

де  $L_{o1}$  – масова витрата повітря, яке проходить через один кондиціонер, що визначається наступним чином:  $L_{o1} = L_o / N$ .

Подальший розрахунок виконується паралельно для однорядного, півторарядного та дворядного повітрянагрівача.

Визначається масова витрата води в повітрянагрівачі, кг / с

$$G_B = Q_{ПН1i} / c_B (t_{гар} - t_{пов}) n_k, \quad (4.13)$$

де  $Q_{ПН1i}$  – витрати теплоти на нагрівання повітря у відповідному повітрянагрівачі, кВт;  $c_B$  – теплоємність води, кДж/(кг·К);  $t_{гар}$  та  $t_{пов}$  – температури гарячої та поворотної води відповідно, °С.

Величина  $Q_{ПН1i}$  визначається наступним чином:

$$Q_{ПН1i} = Q_{ПНi} / N$$

де  $Q_{ПНi}$  – витрати теплоти на нагрівання повітря у повітрянагрівачі першого або другого підігріву, кВт, що отримані при розрахунку холодного періоду схеми оброблення повітря.

Теплоємність води визначається у залежності від її середньої температури у повітрянагрівачі  $t_B = 0,5(t_{гар} + t_{пов})$ , або береться постійною як 4,19 кДж/(кг·К).

Температурами гарячої та поворотної води задаються ( у першому наближенні це можуть бути температури, що відповідають температурному графіку теплової мережі).

Визначається швидкість води у трубках повітрянагрівача, м/с

$$\omega_{vi} = G_B / f_{Ti} \rho_B, \quad (4.14)$$

де  $\rho_B$  – густина води, кг/м<sup>3</sup>, визначається у залежності від її середньої температури у повітрянагрівачі  $t_B = 0,5(t_{гар} + t_{пов})$ , або береться постійною як 1000 кг/м<sup>3</sup>.

Якщо для деяких варіантів швидкість води менша як 0,2 м/с або більша як 1,5 м/с , то у подальших розрахунках цей варіант не розглядається. Якщо ж для всіх варіантів швидкість води менша як 0,2 м/с або більша як 1,5 м/с , то необхідно змінити температури гарячої або поворотної води і розрахунки продовжити.

Визначається коефіцієнт теплопередачі у повітрянагрівачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$k_i = a(\rho\nu)_\delta^n \omega_{\delta i}^r, \quad (4.15)$$

де  $a, n, r$  – постійні величини, що вибираються з довідкових таблиць у залежності від типу повітрянагрівача.

За відомими співвідношеннями (за аналогією з тепловим розрахунком калорифера) визначається середній температурний напір у повітрянагрівачі як для перехресної схеми руху теплоносіїв  $\overline{\Delta t}$ .

Визначається теоретично необхідна площа поверхні нагрівання повітрянагрівача, Вт/(м<sup>2</sup> · К)

$$F_{Ti} = Q_{ПНi} \cdot 10^3 / k_i \overline{\Delta t} \quad (4.16)$$

Визначається запас дійсної поверхні нагрівання по відношення до теоретично необхідної %

$$\delta F_i = (F_{ди} - F_{Ti}) 100 / F_{ди} \quad (4.17)$$

За меншою величиною  $\delta F_i$  вибирається або однорядний, або півторарядний, або дворядний повітронагрівач. Якщо для вибраного повітронагрівача величина  $\delta F_i$  менша за 10 % і більша за 20 %, то необхідно змінити температури гарячої або поворотної води і розрахунки повторити.

Визначається аеродинамічний опір повітронагрівача за напрямком руху повітря, Па

$$\Delta P_a = b\psi(\rho v)_\delta^n \quad (4.18)$$

де  $b, n$  – постійні коефіцієнти, що вибираються за довідковими даними у залежності від типу повітронагрівача;  $\psi$  - коефіцієнт, що визначається у залежності від температур повітря на вході в повітронагрівач та виході з нього.

Визначається гідравлічний опір повітронагрівача за напрямком руху води, кПа

$$\Delta P_a = \Sigma(B_i \omega_a^2), \quad (4.19)$$

де  $B_i$  – постійний коефіцієнт, що залежить від типу базових теплообмінників, що входять до складу повітронагрівача.

#### • *Зрошувальні камери*

Камери зрошення призначені для політропних і адіабатних процесів оброблення повітря водою. Для кондиціонерів типу КТЦ їх випускають двох видів: форсункові та сітчасті.

Нижче будуть розглянуті форсункові камкри.

Форсункові камери зрошення центральних кондиціонерів КТЦ виконуються з двома рядами форсунок за напрямком руху повітря (див. рис. 4.20).

Перший ряд форсунок встановлюють з супутним рухом води за напрямком руху повітря, другий – з зустрічним рухом води.

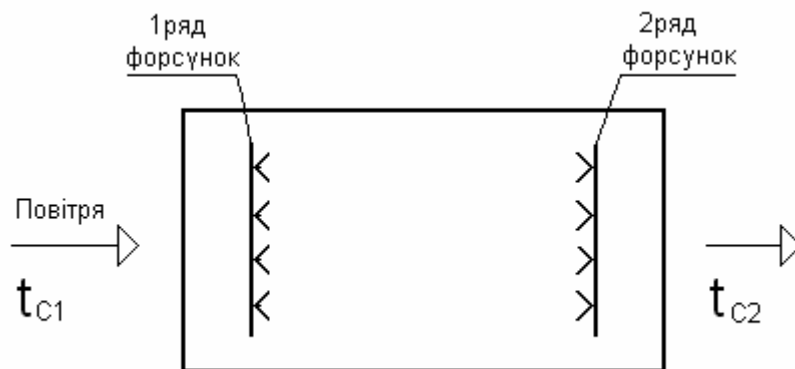


Рис. 4.20. Схема розміщення форсунок в зрошувальній камері кондиціонера КТЦ

Подавальний колектор води для кондиціонерів повітропродуктивністю до 80 тис. м<sup>3</sup>/год розташований зверху зрошувальної камери (див. рис. 4.21 а), а повітропродуктивністю більше як 80 тис. м<sup>3</sup>/год – зверху і по середині зрошувальної камери (див. рис. 4.21 б).

Швидкість повітря у живому перерізі форсунокової камери залежить від тонкості розпилювання води. При тонкому розпилюванні її беруть не більше як 1,8 м/с, при грубому – до 3,5 м/с, для виключення виносу води з камери повітрям.

#### *Форсунки*

Встановлено, що найбільш інтенсивний тепло- і масообмін відбувається між повітрям та водою, якщо повітря вступає в контакт не з плоскою поверхнею води, а з її найменшими краплями. Так наприклад, при діаметрі краплі 0,1 мм загальна поверхня 1 л води сягає біля 60 м<sup>2</sup>.

Розпилювання води у загальному випадку здійснюється спеціальними форсунками, які бувають пряموструминними з осьовим входом води та кутовими з тангенціальним входом води (див. рис. 4.12).

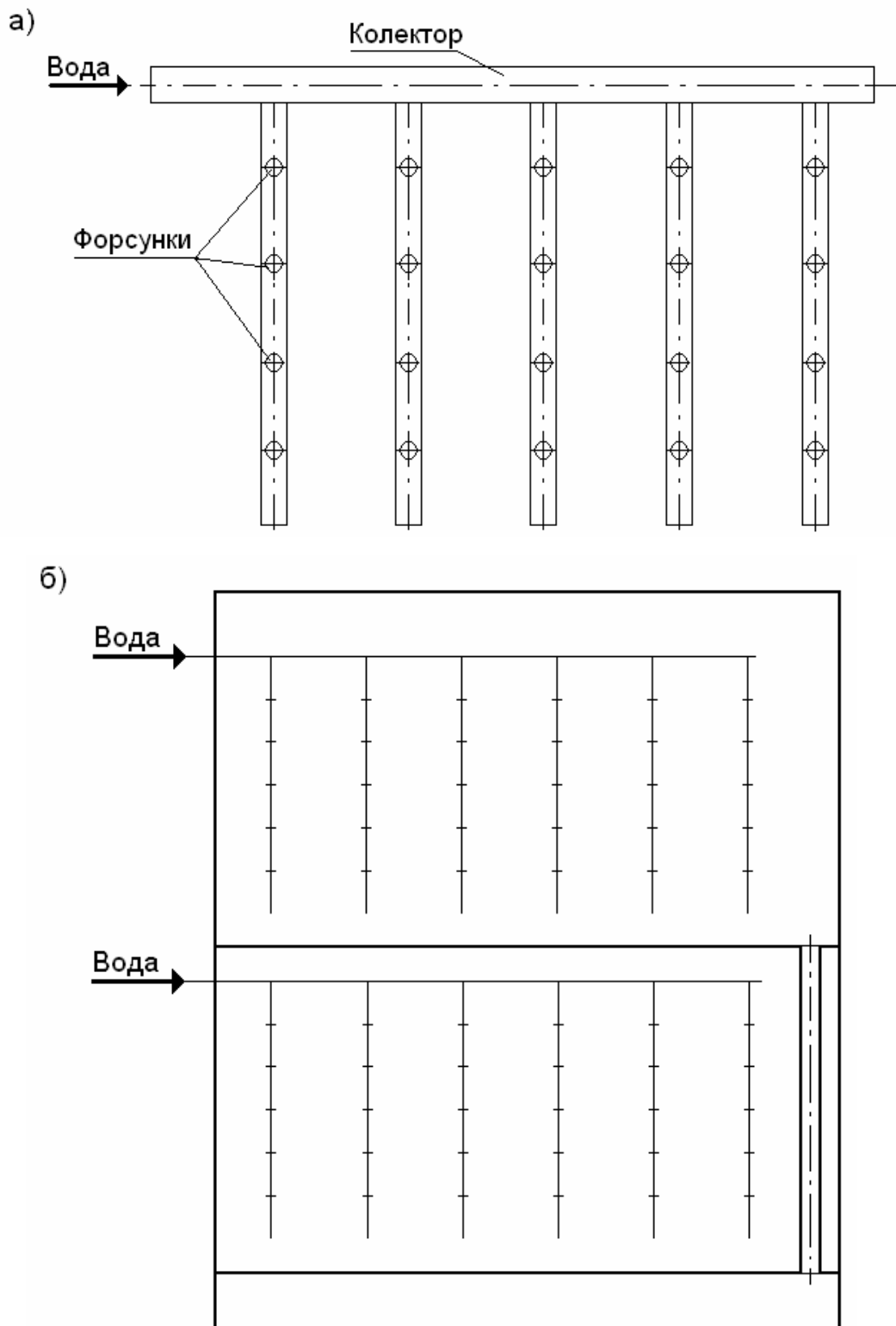


Рис. 4.21. Розташування подавального колектора для кондиціонерів типу

КТЦ:

а). повітропродуктивністю менше як 80 тис. м<sup>3</sup>/год;

б). повітропродуктивністю більше як 80 тис. м<sup>3</sup>/год.

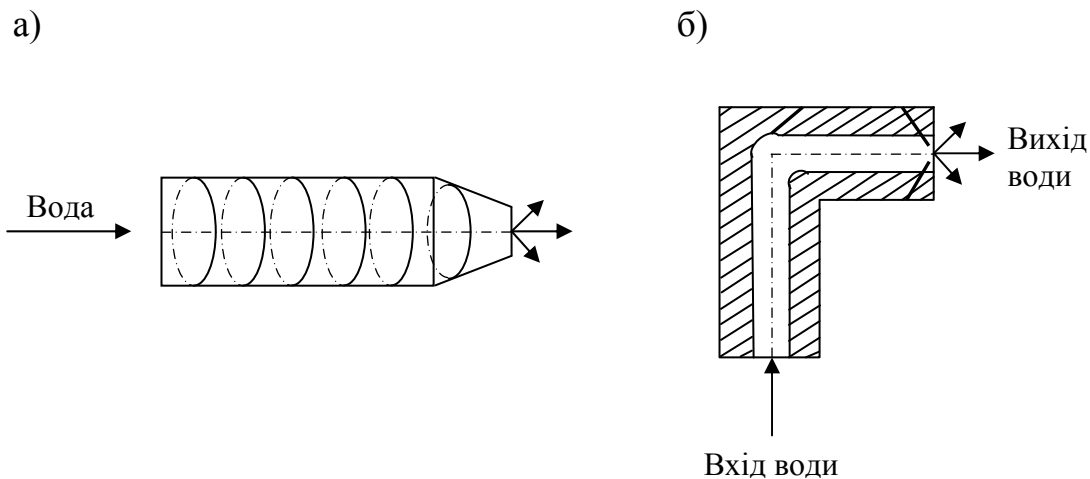


Рис. 4.22. Схематичне зображення форсунок для розпилу води:  
а). прямиструминні; б). кутові

Розпилювання води, яка виходить з отвору форсунок, досягається за рахунок забезпечення одночасного поступального та колового руху, що забезпечується використанням різноманітних направляючих пристроїв (для прямиструминних форсунок), а також спеціальних камер з тангенціальним підведенням води (для кутових форсунок).

Камери зрошення кондиціонерів типу КТЦ комплектуються широкофакельними тангенціальними форсунками одного типорозміру, які мають діаметр вхідного каналу 5 мм, а діаметр вихідного сопла – 9 мм, що порівняно з іншими конструкціями зменшує небезпеку забруднення форсунки.

Продуктивність форсунки, кг/год, визначається за емпіричною залежністю

$$m_{\delta} = 37,2P^{0,495}, \quad (4.20)$$

де  $P$  – надлишковий тиск води перед форсункою, кПа.

При розрахунках зрошувальних камер спочатку визначається необхідна витрата води, яку необхідно розпилювати в зрошувальній камері, кг/год

$$G_B = BL_o, \quad (4.21)$$

де  $B$  – коефіцієнт зрошування повітря водою.

Величина  $B$  визначається за довідковими даними у залежності від процесу оброблення повітря водою (політропний, або адіабатний) та універсального коефіцієнта ефективності теплообміну  $E'$ .

$$E' = 1 - \frac{t_{\text{н}2} - t_{\text{i}2}}{t_{\text{н}1} - t_{\text{i}1}}, \quad (4.22)$$

де  $t_{c2}$  та  $t_{c1}$  – температури повітря за сухим термометром в кінці та на початку процесу оброблення повітря відповідно, ° С;  $t_{m2}$  та  $t_{m1}$  – температури повітря за мокрим термометром в кінці та на початку процесу оброблення повітря відповідно, ° С ( див. рис. 4.23).

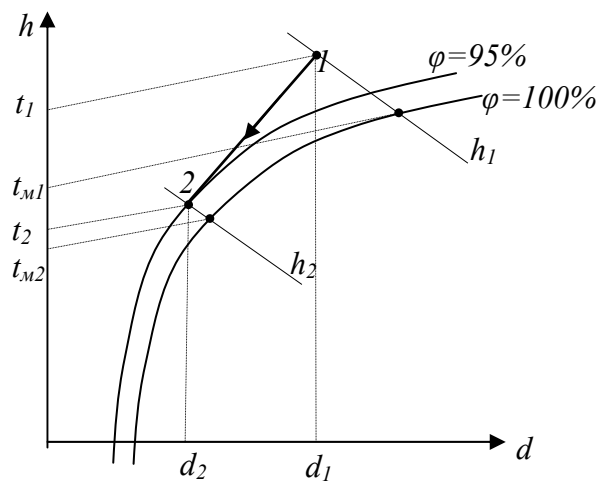


Рис. 4.23. Приклад зображення в  $h$ -  $d$  діаграмі процесу охолодження та осушки повітря в зрошувальній камері

У подальшому розрахунку за відомою з технічних характеристик кількістю форсунок у зрошувальній камері  $N$  визначається продуктивність однієї форсунки

$$m_{\phi} = G_B / N, \text{ кг/год,}$$

після чого за формулою (4.20) – надлишковий тиск води перед форсункою  $P$ , кПа.

За величинами  $G_v$  та  $P$  вибирається циркуляційний насос.

### Сепаратори

Вони призначені для вловлювання крапель води, яка виноситься повітрям зі зрошувальної камери. Окрім цього, перший сепаратор за напрямком руху повітря призначений також для вирівнювання потоку повітря за перерізом зрошувальної камери.

Схематичні конструкції сепараторів наведені на рис. 4.24.

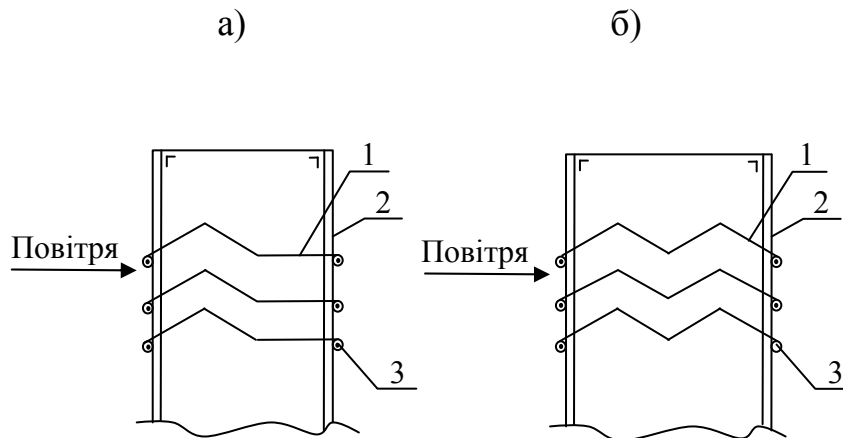


Рис. 4.24. Схематичні конструкції сепараторів:  
а). перший за напрямком руху повітря; б). другий за напрямком руху повітря;  
1 – пластини; 2 – каркас; 3 – пристрій для кріплення пластин

Сепаратори складаються з вертикальних гофрованих пластин, що розташовані через 30 мм. Пластини виготовляють з оцинкованої або з неіржавіючої сталі.

Краплі води відділяються від повітря унаслідок різких змін швидкості та напрямлення руху повітря, потім вони зосереджуються на поверхнях гофрів і надходять у піддон зрошувальної камери.

У першому за напрямком руху повітря сепараторі повітря очищується

від крапель води, яка міститься у навколишньому повітрі.

Другий за напрямком руху води сепаратор періодично зрошується водою для видалення крапель вологи, що зібралася на пластинах.

#### *Фільтри для води*

У кондиціонерах типу КТЦ використовуються виносні сітчасті фільтри, що призначені для тонкої очистки води з розмірами чарунок латунної сітки 0,5 x 0,5 мм (див. рис. 4.25).

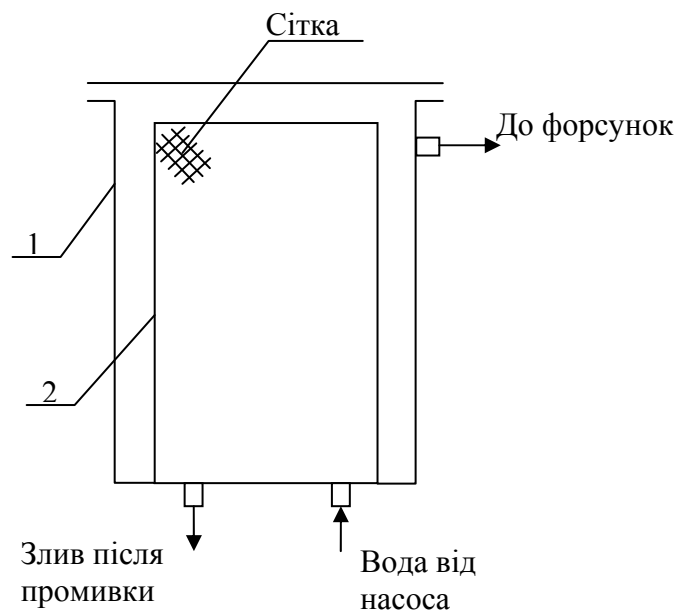


Рис. 4.25. Конструктивна схема виносного сітчастого фільтра

Очистка фільтра від забруднення здійснюється зворотним потоком води. Схема під'єднання фільтрів, кількість яких для одного кондиціонера повинна бути не менше 2, показана на рис. 4.26.

#### • **Вентилятори**

Кожен кондиціонер КТЦ комплектується відповідним радіальним вентилятором ВР одnobічного та двобічного всмоктування №№ 11,2; 16; 20. При цьому для кондиціонерів типу КТЦ – 3м – 160; 200; 250 використовуються вентилятори з двобічним всмоктуванням зі

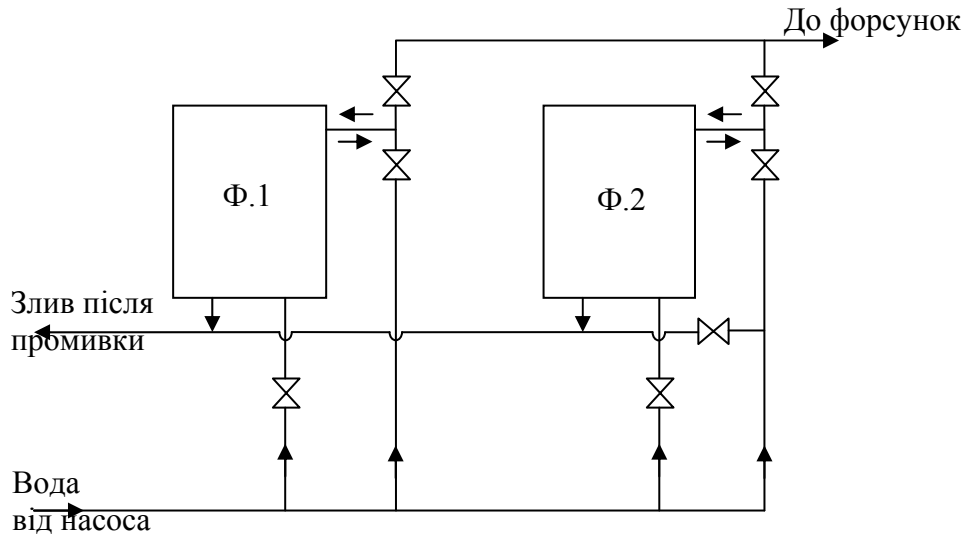


Рис. 4.26. Схема під'єднання сітчастих фільтрів

використовуються вентилятори з двобічним всмоктуванням зі встановленням їх у припливних камерах, для решти кондиціонерів – з однобічним всмоктуванням.

Загалом вибір вентиляторів здійснюється за подачею та тиском.

Подача вентилятора  $V$ , м<sup>3</sup>/год, відповідає номінальній продуктивності кондиціонера за повітрям, а тиск  $H$ , Па вибирається з трьох стандартних значень (800, 1200, 1600 Па) у залежності від визначених втрат тиску  $\Delta P$ .

Втрати тиску на переміщення повітря в системі кондиціювання повітря, Па

$$\Delta P = 1,1 \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{ф}} + \Delta P_{\text{зкф}} + \Delta P_{\text{ПН1}} + \Delta P_{\text{ПН2}}, \quad (4.23)$$

де  $\Delta P_{\text{м}}$  - аеродинамічний опір мережі повітропроводів, Па (визначається за методикою, яка була розглянута при аеродинамічному розрахунку системи механічної вентиляції);  $\Delta P_{\text{ф}}$ ,  $\Delta P_{\text{зкф}}$ ,  $\Delta P_{\text{ПН1}}$ ,  $\Delta P_{\text{ПН2}}$  - аеродинамічні опори повітряних фільтрів, зрошувальних форсункових камер, повітрянагрівачів першого та другого підігріву відповідно, Па (визначаються при виборі відповідного обладнання).

#### **4.5. Місцеві системи кондиціонування повітря**

Згідно з наведеною класифікацією місцеві кондиціонери використовуються для побутових та напівпромислових об'єктів, а також можуть бути автономні та неавтономні.

В автономних кондиціонерах вироблення холоду та охолодження повітря здійснюється у самому кондиціонері, у неавтономних – холод виробляється централізовано, потім охолоджуюча рідина надходить до місцевого кондиціонера за відповідними трубопроводами.

В Україні місцеві кондиціонери поставляються відомими в світі компаніями (відповідну назву отримали і кондиціонери цих компаній):

- Panasonic;
- Samsung;
- Daikin;
- L G «Electronic»;
- Mitsubishi;
- Delongi;
- Akira;
- GLIVET;
- New York і т. ін.

##### ***4.5.1. Автономні кондиціонери***

###### *1). Моноблочні*

Кондиціонери цього типу можуть бути віконні та напольні.

Основними елементами таких кондиціонерів є компресор, конденсатор, випарник (повітроохолоджувач), вентилятори, системи трубопроводів, терморегулювальний вентиль, пульт керування.

В моноблочних кондиціонерах все перелічене обладнання міститься у одному блоці.

###### *а). Віконні*

Схема моноблочного віконного кондиціонера показана на рис. 4.27.

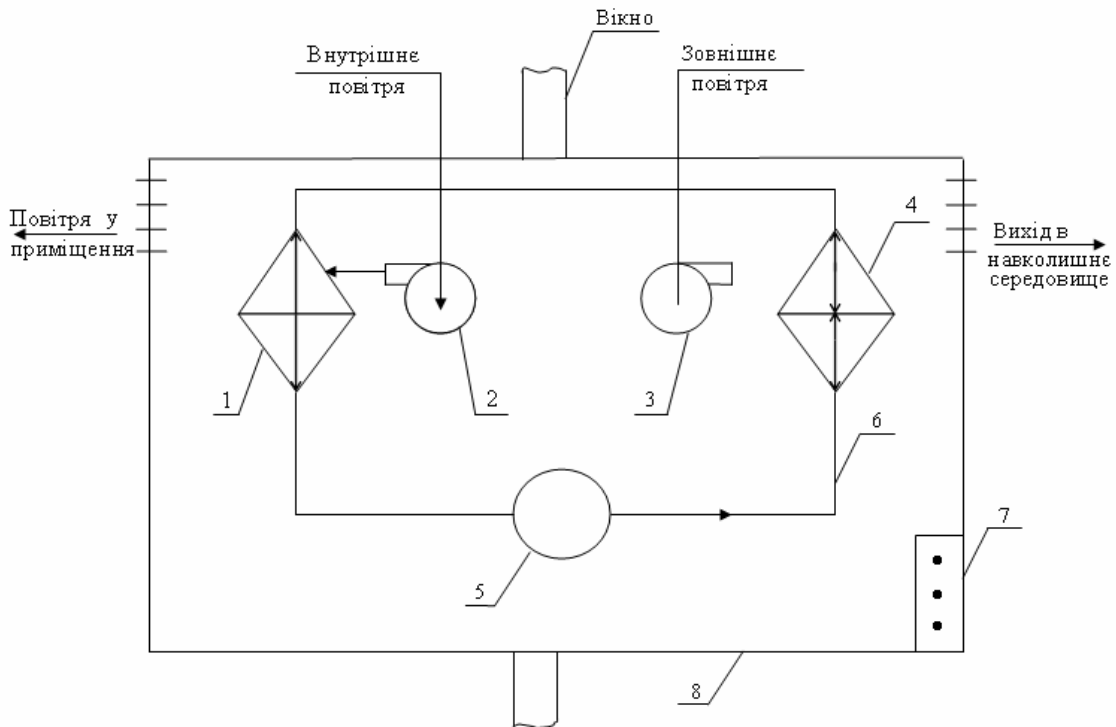


Рис. 4.27. Схема моноблочного віконного кондиціонера:

1 – випарник (повітроохолоджувач); 2 – вентилятор осьовий для переміщення повітря; 3 – вентилятор для обдува конденсатора; 4 – конденсатор; 5 – компресор; 6 – трубопроводи; 7 – пульт керування; 8 – корпус

Раніше як місцеві моноблочні кондиціонери були автономні кондиціонери типу БК-1500 або БК-2000, у нинішній час – це імпортовані місцеві кондиціонери, деякі з них перелічені вище.

До недоліку місцевих моноблочних віконних кондиціонерів відноситься порушення герметичності вікна, погіршення дизайну приміщення.

*б). Напольні кондиціонери (див. рис. 4.28).*

Напольні кондиціонери мають те ж саме обладнання, що й моноблочні віконні. Вони можуть розташовуватися у будь-якому місці приміщення на підлозі. До переваги напольних кондиціонерів відноситься те, що вони не потребують спеціального монтажу, а до недоліку – те що вони працюють

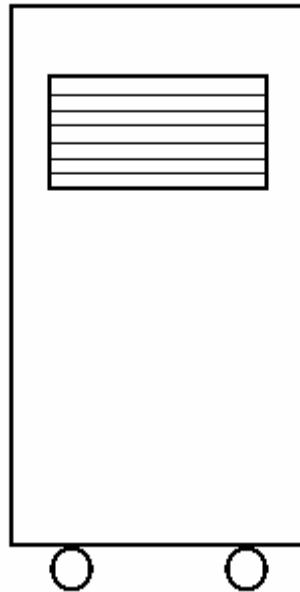


Рис. 4.28. Схема напольного моноблочного кондиціонера

тільки на внутрішньому рециркуляційному повітрі, а також – підвищений шум під час роботи.

## 2). Спліт – системи

Спліт – системи складаються з зовнішнього та внутрішнього блоків.

В зовнішньому блоці розміщується компресор, конденсатор, осьовий вентилятор. Зовнішні блоки розміщуються на стіні будівлі, на даху, у підсобному приміщенні, і т. ін.

Внутрішні блоки встановлюються у приміщенні. Вони можуть бути настінними, касетного або каналного типу, розташовуватися на підлозі, під стелею і т.ін. У внутрішньому блоці розміщені: фільтр, повітроохолоджувач, вентилятор тангенціальний.

Зовнішні та внутрішні блоки з'єднуються двома тонкими мідними трубками з теплоізоляцією.

Один зовнішній блок може обслуговувати декілька внутрішніх блоків, даже з різною холодопродуктивністю.

Деякі приклади розташування внутрішніх та зовнішніх блоків наведені

на рис. 4.29.

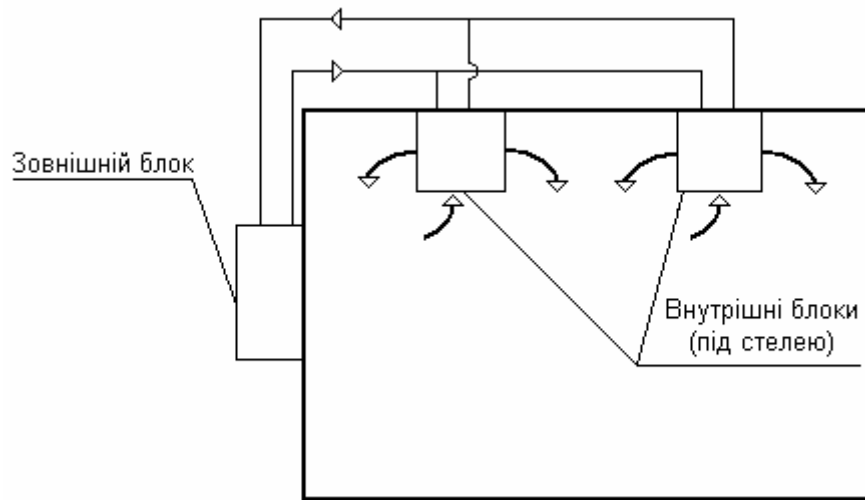


Рис. 4.29. Розташування внутрішніх блоків під стелею

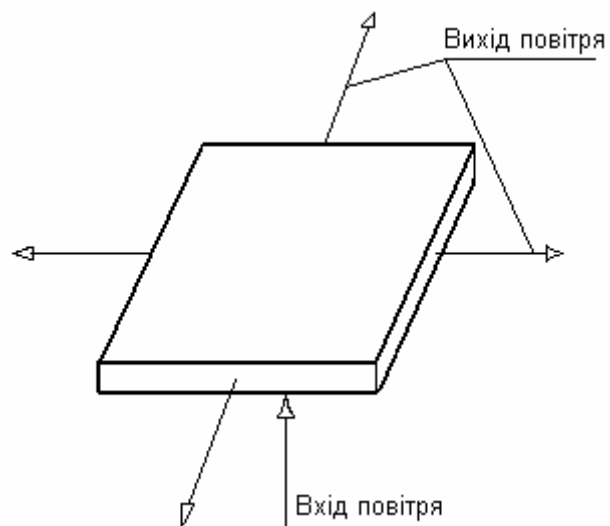


Рис 4.29 а. Схема касетного блоку

До недоліку настінних, напольних, касетних внутрішніх блоків відноситься те, що вони працюють без зовнішнього повітря, тобто тільки на рециркуляційному повітрі.

Схема каналного кондиціонера наведена на рис. 4.30



Рис. 4.30. Схема каналного кондиціонера

Канальні системи можуть працювати з підмішуванням зовнішнього повітря, тобто це є їх перевагою.

Сучасні місцеві системи можуть обслуговувати багато зон (багатозональні) зі змінною витратою повітря. Наприклад, розробки компаній LG «Electronic» дозволяють під'єднати до 1 зовнішнього блока до 64 внутрішніх блоків.

Місцеві кондиціонери холодопродуктивністю до 7,5 кВт відносяться до побутових, а більше як 7,5 кВт – до напівпромислових.

Мінімальна холодопродуктивність побутових кондиціонерів встановлюється виходячи з необхідності обслуговування невеликих кімнат площею від 15 до 20 м<sup>2</sup>. Зазвичай для цього достатньо від 1,8 до 5 кВт холодопродуктивності.

Максимальна холодопродуктивність встановлюється виходячи з допустимої потужності, яка споживається від побутової однофазної розетки, що складає від 5 до 7 кВт.

Напівпромислові кондиціонери мають холодопродуктивність від 5 до 100 кВт.

#### ***4.5.2. Неавтономні кондиціонери***

В неавтономних системах кондиціонування повітря є окрема холодильна станція (чилер), де охолоджується вода. Чилер зазвичай розташовується на

даху будівлі. Охолоджена вода розподіляється серед місцевих повітроохолоджувачів (фанкойлів), які встановлюються усередині приміщень.

Фанкойли можуть встановлюватися на підлозі, навішуватися на стіні або стелі, розташовуватися у підшивній стелі.

Фанкойл – це кожухотрубчатий водоповітряний теплообмінник, який складається з повітряного фільтра, теплообмінника з оребреною поверхнею, вентилятора з електродвигуном.

Фанкойли можуть працювати або тільки на охолодження повітря (двотрубна система), або і на охолодження і на нагрівання повітря (чотиритрубна система).

Схема неавтономної чотиритрубної системи наведена на рис. 4.31.

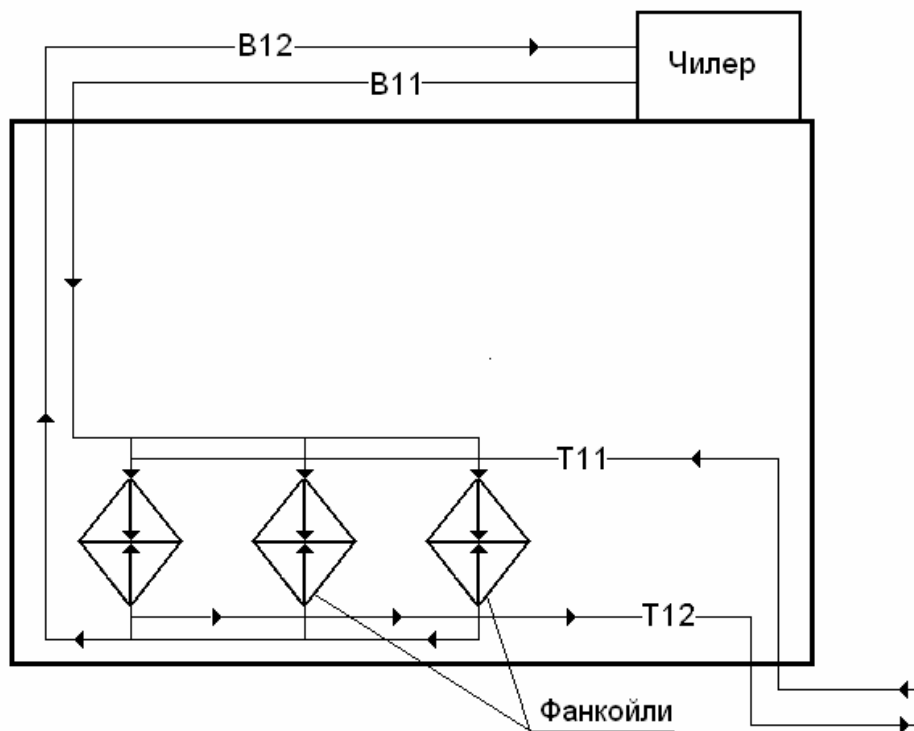


Рис. 4.31. Схема чотиритрубної неавтономної системи:  
- В 11- холодна вода; - В 12 – теплена вода;  
- Т 11 – подавальна мережева вода; - Т 12 – поворотна мережева вода



отримуємо точку В, що характеризує стан внутрішнього повітря. В цій точці визначаємо ентальпію  $h_B$ .

4. Визначається необхідна масова витрата повітря, кг/с

$$L = \Sigma Q_{\text{пр}} / (h_B - h_{\text{п}}).$$

5. Визначається об'ємна витрата повітря, м<sup>3</sup>/год

$$V = 3600 L / \rho.$$

6. Визначається холодопродуктивність кондиціонера, кВт

$$Q_{\text{хол}} = L / (h_B - h_{\text{п}}).$$

7. За величинами  $Q_{\text{хол}}$  та  $V$  вибираються внутрішні та зовнішні блоки.

У разі підмішування зовнішнього повітря побудова процесів в  $h-d$  діаграмі наведена на рис. 4.33.

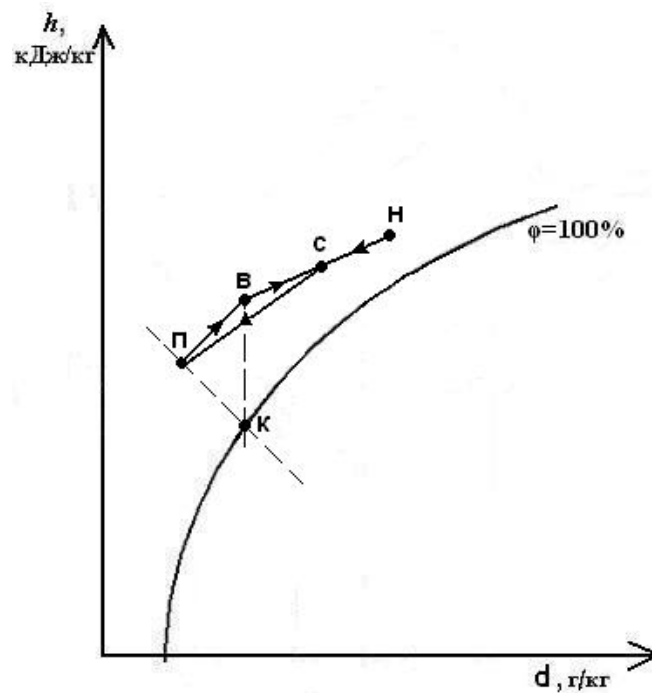


Рис. 4.33. Схема оброблення повітря з підмішуванням зовнішнього повітря

Побудова процесів в  $h-d$  діаграмі та розрахунки виконують в наступній послідовності:

1. За аналогією з попередньою схемою наносяться точки П та В, які

з'єднуються між собою.

2. За заданим населеним пунктом визначаються температура навколишнього повітря  $t_n$  та його ентальпія  $h_n$ . В  $h-d$  діаграмі наноситься точка Н. Точка Н з'єднується з точкою В.

3. За аналогією з попередньою схемою визначаються витрати повітря  $L$  та  $V$ .

4. Визначається точка суміші внутрішнього та зовнішнього повітря з наступного співвідношення

$$\frac{L}{\hat{A}\hat{I}} = \frac{L_i}{\hat{A}\hat{N}},$$

звідки визначається відрізок  $BC = (L_n / L) BN$ , який відкладається від точки В. В точці С визначаємо ентальпію суміші  $h_c$ .

Витрата зовнішнього повітря  $L_n$  зазвичай задається згідно з санітарними нормами.

5. Визначається охолоджуюча потужність повітроохолоджувача кондиціонера, кВт

$$Q_{\text{хол}} = L / (h_c - h_n).$$

6. За величинами  $Q_{\text{хол}}$  та  $V$  вибираються внутрішні та зовнішні блоки.

## Розділ 5.СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

### 5.1. Загальна характеристика систем опалення

Системи опалення (СО) призначені для підтримання постійної температури внутрішнього повітря у холодний період року.

Основними елементами системи опалення є генератор теплоти; теплопроводи; нагрівальні пристрої.

Системи опалення поділяються на місцеві та центральні.

В *місцевих* СО всі три елементи (генератор теплоти, теплопроводи та нагрівальні пристрої) об'єднані в одному пристрої. До них відноситься пічне опалення та місцеві електричні і газові прилади.

В *центральных* системах опалення генератор теплоти винесений за межі опалювальних приміщень.

В залежності від виду теплоносія центральні СО поділяються на:

- водяні;
- парові;
- повітряні;
- комбіновані.

У водяних системах опалення теплоносієм є гаряча вода, температура якої в подавальній магістралі залежить від призначення приміщення. Так наприклад, температура подавальної води  $t_{\text{под}}$  береться до  $95^{\circ}\text{C}$  для житлових і громадських будівель, до  $85^{\circ}\text{C}$  – для дитячих закладів та лікарень і до  $150^{\circ}\text{C}$  для промислових будівель. Температура поворотної води береться  $70^{\circ}\text{C}$  для всіх будівель.

Парові системи у залежності від тиску пари  $P_{\text{п}}$  поділяються на:

- вакуумпарові ( $P_{\text{п}} < 0,1$  МПа);
- низького тиску ( $P_{\text{п}} = 0,1 - 0,17$  МПа);
- високого тиску ( $P_{\text{п}} = 0,17 - 0,4$  МПа).

У водяних та повітряних системах переміщення теплоносія може здійснюватися природним шляхом за рахунок різниці густин, і вимушено (вода переміщується насосами, повітря – вентиляторами).

Повітряні системи у залежності від теплоносія, що використовується для нагрівання повітря, поділяються на:

- водоповітряні;
- пароповітряні;
- газоповітряні;
- електроповітряні.

Радіус дії ( $R$ ) повітряних СО з природною циркуляцією не перевищує 8 м, а з вимушеною циркуляцією – 30 м ( $R$  – це довжина повітропроводу від генератора теплоти до нагрівального приладу).

Таке обмеження обумовлене тим, що площа поперечного перерізу повітропроводів порівняно з трубопроводами води і пари при однаковій кількості теплоти, що передається, незрівнянно більша, тому площа поверхні повітропроводу збільшується, зростають втрати теплоти у навколишнє середовище, а повітря за шляхом транспортування від генератора теплоти встигає охолотитися.

В комбінованих системах опалення використовується або два теплоносії (наприклад, пар – вода), або один теплоносій з різними параметрами (наприклад, вода-вода).

До комбінованих СО відносяться:

- пароводяні;
- водоводяні;
- всі види повітряного опалення.

На рис. 5.1 наведена схема комбінованого пароводяного опалення.

## **5.2. Характеристика теплоносіїв та область застосування СО**

До теплоносіїв, які використовуються в системах опалення,

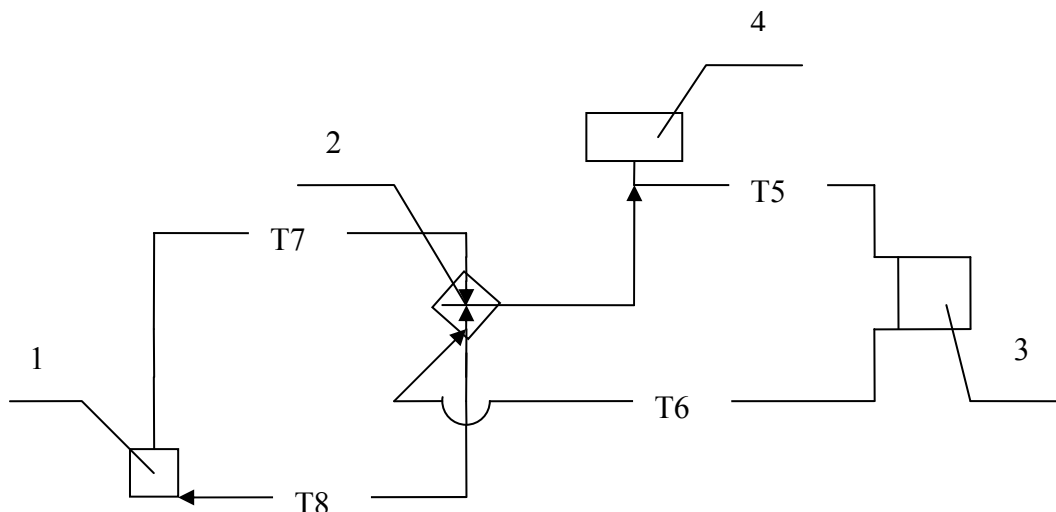


Рис. 5.1. Схема комбінованого пароводяного опалення:  
 1 – паровий котел; 2 – пароводяний підігрівач води в системі опалення; 3 – нагрівальний; 4 – розширювальний бак; T7 – паропровід; T8 – конденсатопровід; T5 – подавальний трубопровід в системі опалення; T6 – поворотний трубопровід в системі опалення

пред'являються наступні вимоги:

- висока акумулююча спроможність;
- невелика в'язкість;
- доступність та дешевизна;
- теплоносії не повинні погіршувати стан внутрішнього повітря.

Переліченим вимогам у тій або іншій мірі відповідають такі теплоносії як вода, пара та повітря.

**Вода**, як теплоносій, має найбільшу серед всіх теплоносіїв теплоємність ( $c_B = 4,19$  кДж/(кг·К)); густина води  $\rho_B \approx 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

Якщо проаналізувати рівняння теплового балансу та суцільності відповідно

$$Q = m c_B (t_1 - t_2);$$

$$m = \rho \omega f,$$

то можна зробити висновок, що при невеликих витратах води і швидкостях,

що не перевищують  $\omega_v = 1,5$  м/с, досягається великі теплові навантаження, діаметри трубопроводів  $d_v$  - помірні, регулювання теплового навантаження  $Q$  можна здійснити зміною температур води  $t_2$  або  $t_1$ .

Водяні системи опалення можуть бути використані для будь-яких будівель.

**Пара**, як теплоносій, порівняно з водою має меншу витрату  $m_p$  при однакових потоках переданої теплоти ( $Q = \text{idem}$ ), але, внаслідок того, що густина пари  $\rho_p < \rho_v$ , не дивлячись на те що  $\omega_p \approx 40$  м/с, діаметри паропроводів  $d_p > d_v$ .

До недоліку парових систем опалення відноситься також те, що температура поверхні нагрівальних приладів  $t_p > 100$  °С, що призводить до возгонки органічного пилу, який осідає на цих приладах, тобто санітарний стан повітря у приміщенні погіршується. Окрім того, у парових системах опалення неможливо здійснити оперативне регулювання теплового навантаження. Це зазвичай здійснюють періодичним відключенням подачі пари на нагрівальні пристрої, але це в підсумку призводить до перевитрат пари, тому що котел повинен працювати в оптимальному режимі, а надлишок невикористаної пари буде викидатися в навколишнє середовище.

Парові системи опалення використовують для опалення промислових приміщень, а також при опаленні громадських будівель як чергове опалення.

**Повітря**, як теплоносій, має невелику теплоємність ( $c_{\text{пов}} \approx 1$  кДж/(кг·К)) та густину ( $\rho_{\text{пов}} \approx 1$  кг/м<sup>3</sup>), тому при однакових потоках переданої теплоти збільшується витрата повітря. збільшується діаметр повітропроводів і втрати теплоти від них у навколишнє середовище та охолодження повітря в повітропроводах. Тому системи повітряного опалення використовують спільно з водяними системами опалення для великих приміщень, або у вигляді місцевих опалювальних приладів, які розміщуються безпосередньо

в цеху.

### 5.3. Водяні системи опалення

Схема водяного опалення наведена на рис. 5.2.

Водяні системи опалення є найбільш поширеними, вони класифікуються за наступними ознаками:

1) по способу створення циркуляції на системи:

- з природною циркуляцією (гравітаційні), в яких рух води здійснюється за рахунок різниці густин води  $\Delta\rho = \rho_o - \rho_r$ , що обумовлена різницею температур  $\Delta t = t_r - t_o$ ;

- зі штучною циркуляцією (насосні).

2) в залежності від схеми живлення нагрівальних пристроїв на:

- двотрубні;

- однострубні.

Двотрубні та однострубні системи можуть бути вертикальними та горизонтальними.

3) в залежності від розміщення подавальних магістралей на системи:

- з верхньою розводкою;

- з нижньою розводкою.

4) в залежності від напрямку руху води в подавальних та поворотних магістралях на:

- тупикові;

- з попутним рухом води.

#### 5.3.1. Схеми систем водяного опалення

##### *А. Двотрубні вертикальні*

● *Двотрубна вертикальна система опалення з верхньою розводкою* (див. рис. 5.3).

На рис. 5.3 схема а) – схема з однобічним під'єднанням нагрівальних приладів до стояків, а схема б) – з двобічним під'єднанням нагрівальних

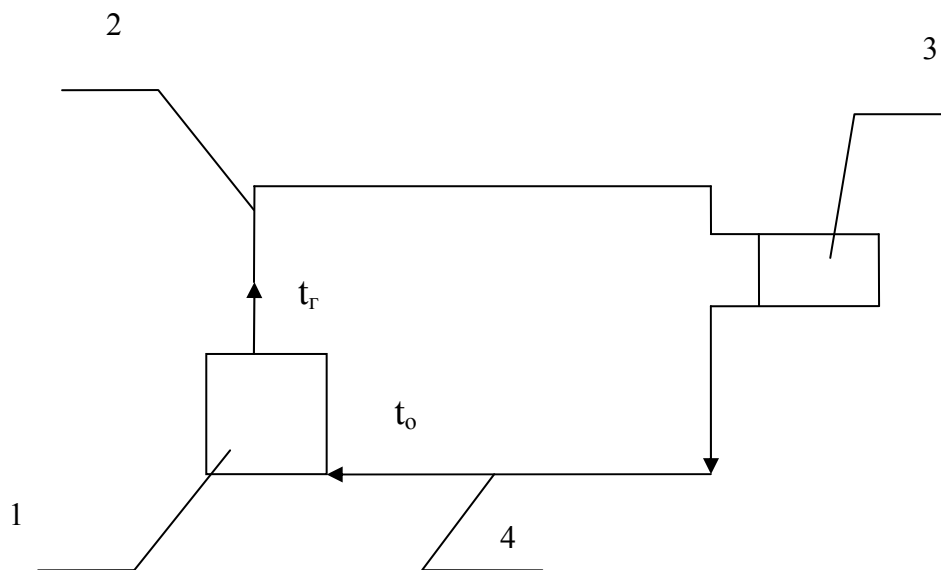


Рис. 5.2. Схема водяного опалення:

1 - нагрівач води (водогрійний котел або теплообмінний апарат); 2 - подавальний магістральний трубопровід гарячої води; 3 - нагрівальний пристрій; 4 - магістральний трубопровід поворотної води;

$t_r$  - температура гарячої води;  $t_o$  - температура поворотної води

приладів.

Гаряча вода від теплового пункту надходить на головний стояк, звідки - в подавальний магістральний трубопровід, який розташований вище самого високого нагрівального приладу, потім розподіляється за гарячими стояками, до яких паралельно під'єднані нагрівальні пристрої. Охолоджена вода від нагрівальних приладів відводиться в поворотні стояки, звідки надходить до поворотного магістрального трубопроводу, і далі – до теплового пункту.

Видалення повітря в системі передбачено через повітрязбірник, який розташований вище подавальної магістралі.

Біля кожного нагрівального приладу передбачений регулювальний клапан для регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів при зміні температури внутрішнього повітря.

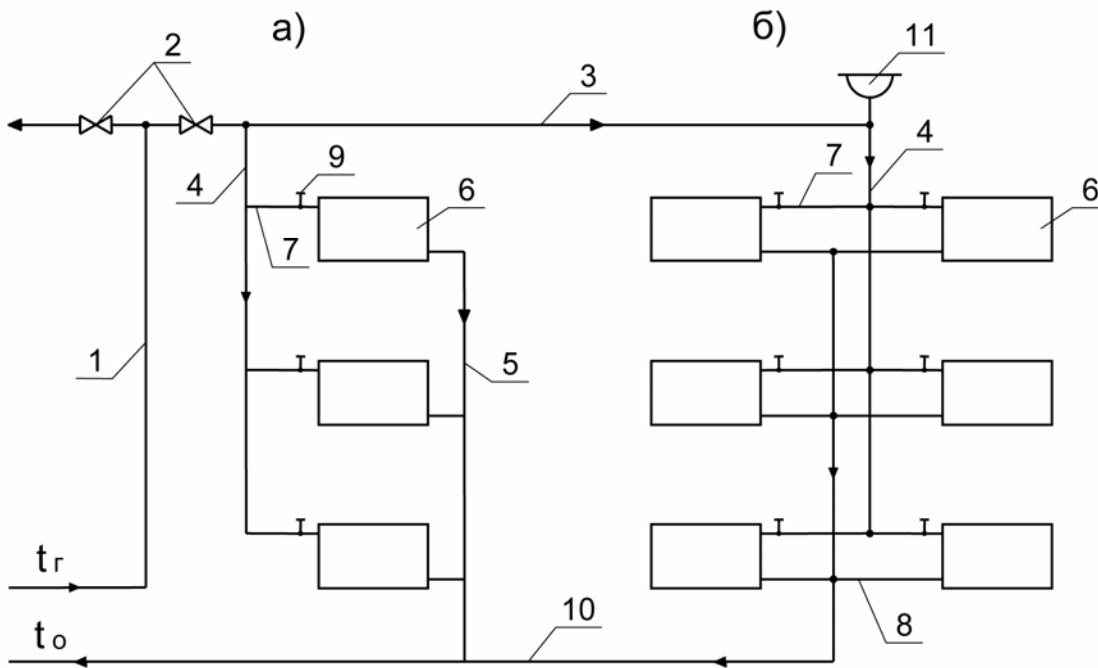


Рис 5.3. Двотрубна вертикальна система водяного опалення з верхньою розводкою:

1 - головний стояк; 2- прохідні крани; 3 – подавальний магістральний трубопровід гарячої води; 4 – гарячі стояки; 5 – поворотні стояки; 6 – нагрівальні прилади; 7 – гарячі підводки до нагрівальних пристроїв; 8 – поворотні відводки; 9 – регулювальні клапани у нагрівальних приладах; 10 – поворотний магістральний трубопровід охолодженої води; 11 - повітрозбірник

• *Двотрубна вертикальна система опалення з нижньою розводкою* (див. рис. 5.4).

На цьому рисунку схема а) – схема з однобічним під'єднанням нагрівальних приладів до стояків, а схема б) – з двобічним під'єднанням нагрівальних приладів.

На відміну від попередньої схеми подавальний магістральний трубопровід розташований нижче самого низького нагрівального приладу, а випуск повітря з системи здійснюється через повітровипускні крани 12, які розміщені на нагрівальних приладах в приміщеннях останнього

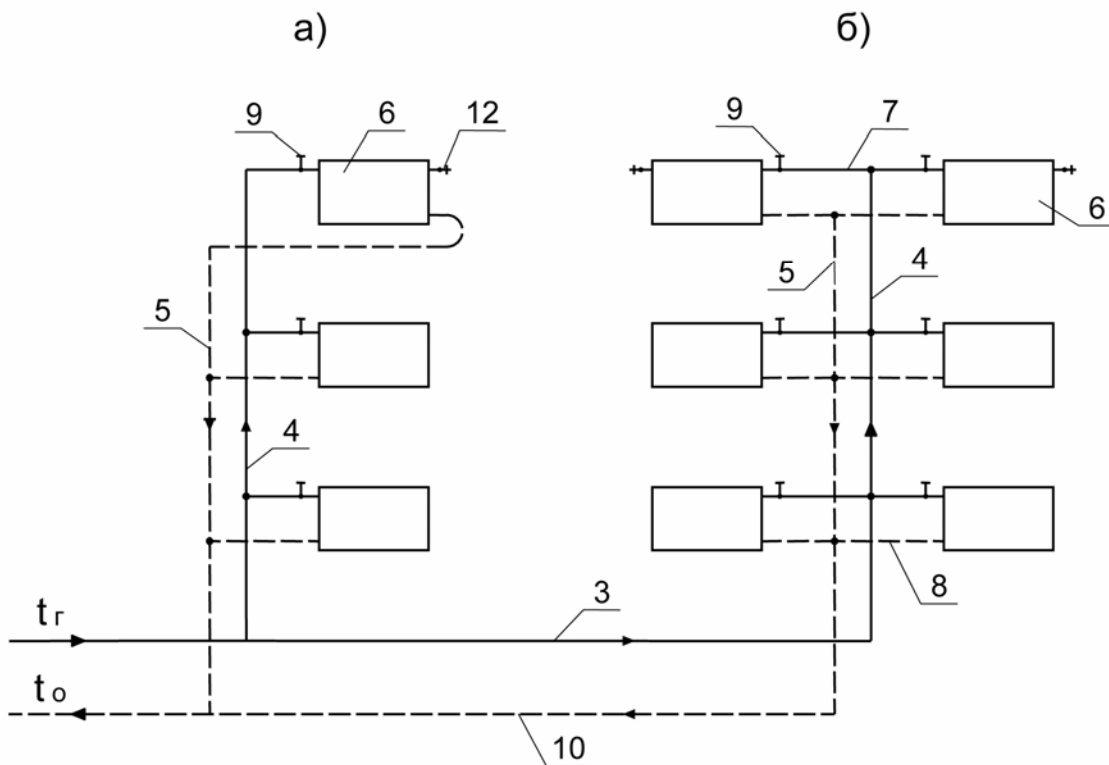


Рис 5.4. Двотрубна вертикальна система водяного опалення з нижньою розводкою:

12 – крани для випуску повітря з системи

поверху.

#### *Аналіз двохтрубних систем опалення*

Переваги: гаряча вода поступає з однаковою температурою  $t_r$  до всіх нагрівальних приладів, що призводить до максимального температурного перепаду на кожному нагрівальному приладі, а це при однакових теплових навантаженнях призводить до зменшення площі поверхні нагрівальних приладів.

Недоліки: підвищені витрати трубопроводів і фасонних частин, що призводить до збільшення капітальних витрат.

Але не дивлячись на підвищені капітальні витрати двотрубні системи сьогодні рекомендуються для переважного використання в

житлових та громадських будівлях завдяки можливості забезпечення регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів.

Двотрубні системи з верхньою розводкою застосовуються для горищних будівель, а з нижньою - для безгорищних.

### ***Б. Однотрубні вертикальні***

● *Однотрубна вертикальна система опалення з верхньою розводкою* (див. рис. 5.5).

На рис. 5.5 показані три схеми:

- а) – проточна нерегульована;
- б) – проточна регульована з осьовими замикальними ділянками;
- в) – проточна регульована зі зміщеними замикальними ділянками.

Проточна нерегульована система не має регулювальних пристроїв у нагрівальних пристроїв, тому нагрівальна вода послідовно проходить всі нагрівальні прилади стояка.

Проточна регульована з замикальними ділянками дозволяє забезпечити підвищену температуру води у наступних нагрівальних приладів завдяки тому, що нагрівальна вода розділяється на два потоки: перший – до наявного нагрівального приладу; другий – на змішування з охолодженою водою після наявного нагрівального приладу і надходження цієї суміші з більш високою температурою до наступного нагрівального приладу. Зміщення замикальних ділянок до нагрівального приладу сприяє збільшенню витрати води, яка надходить на цей нагрівальний прилад.

● *Однотрубна вертикальна система опалення з нижньою розводкою* (див. рис. 5.6).

На рис. 5.6 наведена найбільш поширена однотрубна система з П – подібними стояками, які мають три ділянки: під'йомну, горизонтальну та опускную.

Схеми а) і б) відносяться до схем проточних регульованих зі

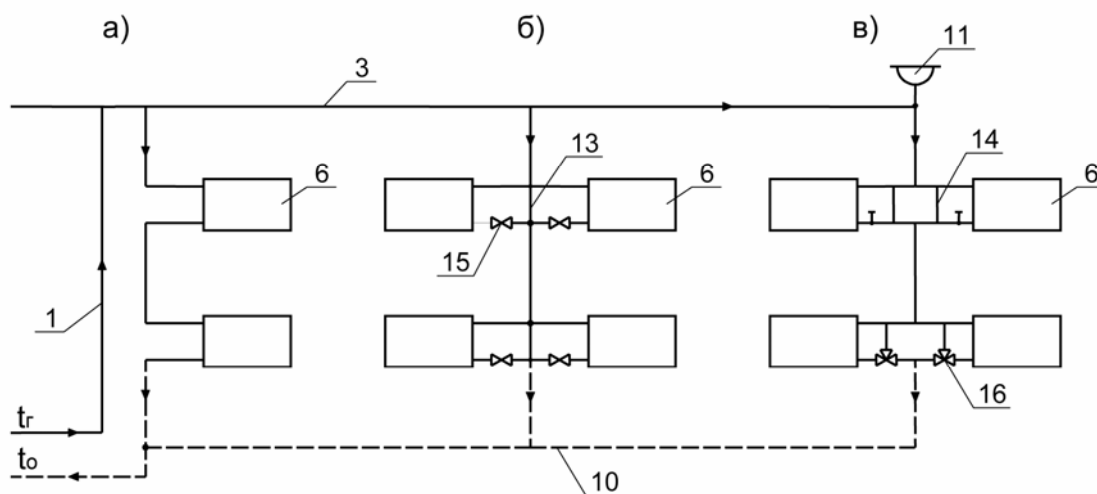


Рис 5.5. Однотрубна вертикальна система опалення з верхньою розводкою:  
 13 – осьові замикальні ділянки; 14 – зміщені замикальні ділянки; 15 –  
 двоходові крани; 16 – триходові крани

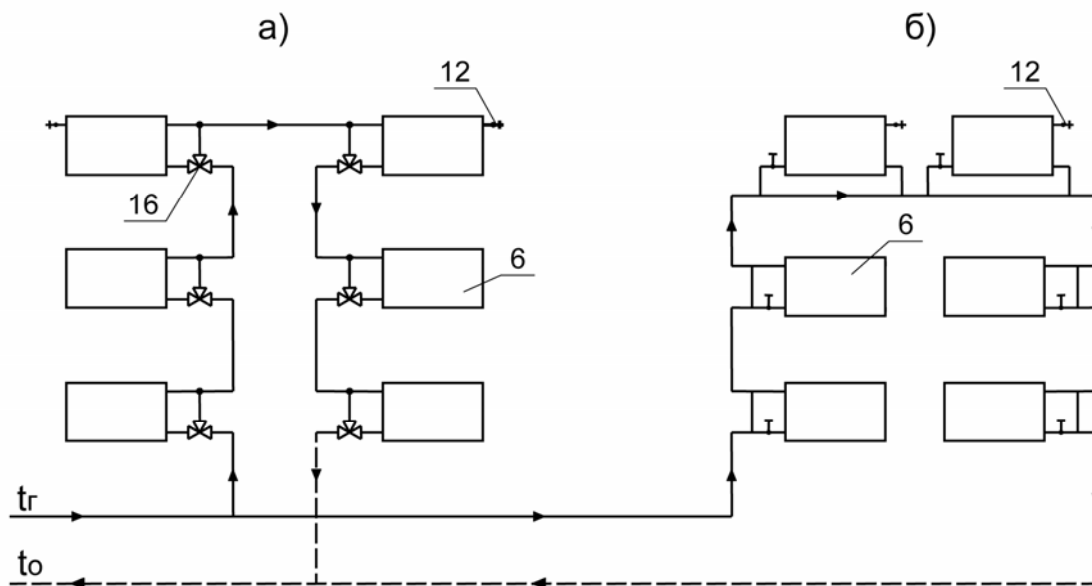


Рис. 5.6. Однотрубна вертикальна система опалення з нижньою розводкою  
 і П – подібними стояками

зміщеними замикальними ділянками, але в схемі а) використані триходові крани у нагрівальних приладів, а у схемі б) – подвійні крани.

### *Аналіз однотрубних систем опалення*

До переваг однотрубних систем опалення відноситься зниження витрат трубопроводів, а до недоліків – те, що максимальна різниця температур  $\Delta t = t_r - t_o$  приходиться на весь стояк, що призводить до збільшення площі поверхні нагрівальних приладів. Окрім цього в однотрубних системах дуже складно здійснити регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів.

### ***В. Горизонтальні системи опалення***

На рис. 5.7 наведена схеми однотрубних горизонтальних систем водяного опалення, причому схема а) є проточна нерегульована, а схема б) – проточна регульована з замикальними ділянками.

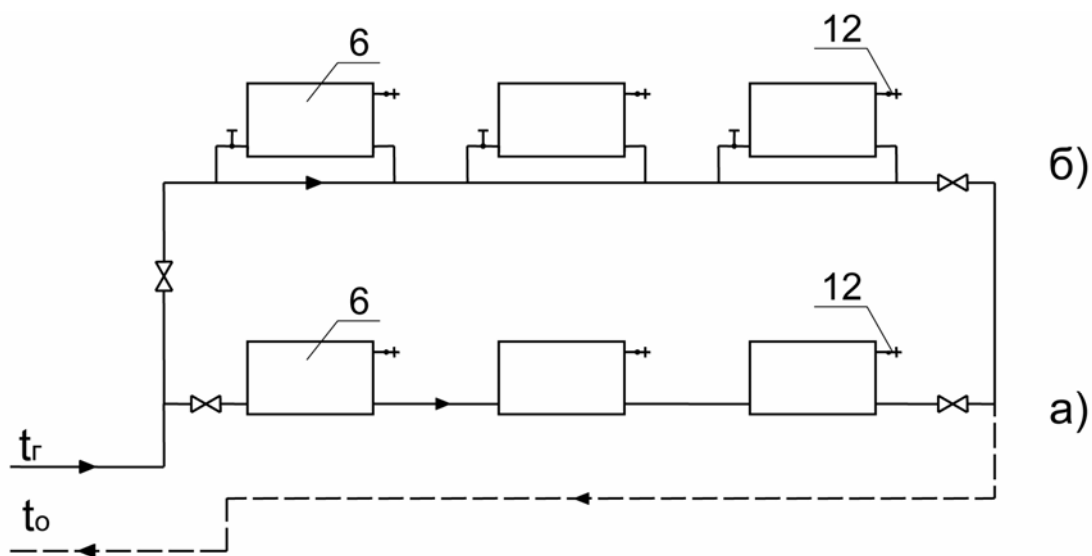


Рис. 5.7. Однотрубні горизонтальні системи водяного опалення

Особливістю однотрубних систем є те, що випуск повітря здійснюється з кожного нагрівального приладу.

Горизонтальні системи опалення влаштовують для приміщень великої протяжності, а також у разі необхідності по поверхового відключення (включення) опалення.

### 5.3.2. Теплопостачання систем водяного опалення з вимушеною циркуляцією

1) Від індивідуальної опалювальної котельні (див. рис. 5.8).

Схема теплопостачання від індивідуальної опалювальної котельні, яка наведена на рис. 5.8 , може бути застосована тільки для однієї будівлі.

2) Від центрального джерела теплопостачання (ТЕЦ, районної або квартальної котельні).

При централізованому теплопостачанні споживачів можуть бути застосовані три схеми:

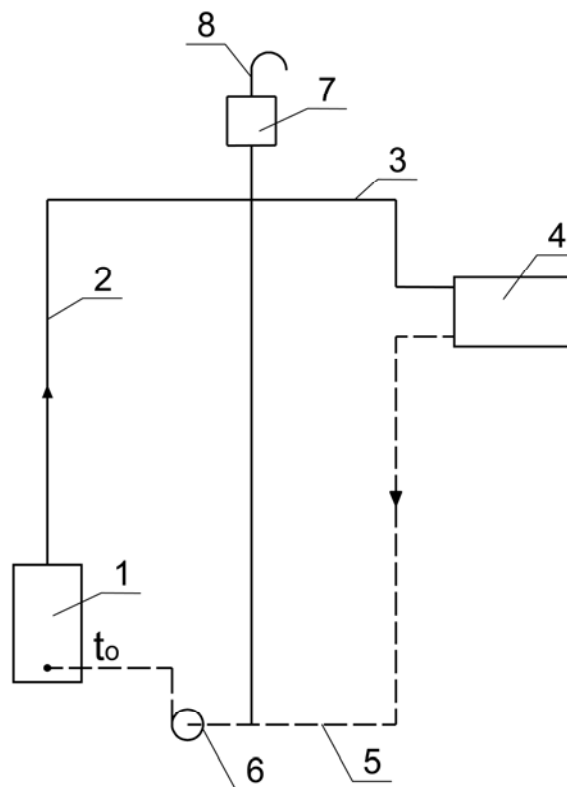


Рис. 5.8. Теплопостачання від індивідуальної опалювальної котельні: 1- водогрійний котел; 2- головний стояк; 3- подавальний магістральний трубопровід; 4- нагрівальний пристрій; 5- поворотний магістральний трубопровід; 6- циркуляційний насос; 7- розширювальний бак; 8- труба для видалення повітря з системи;  $t_g$  - температура подавальної води на систему опалення;  $t_o$  - температура поворотної води

а) незалежна схема;

б) залежна зі змішуванням води;

в) залежна прямоточна.

При *незалежній схемі* теплопостачання (див. рис. 5.9) порівняно з попередньою схемою (теплопостачання від індивідуальної опалювальної котельні) замість водогрійного котла показаний теплообмінник опалення 1, який під'єднується до теплової мережі з температурами подавальної  $t_{\text{под}}$  та поворотної  $t_{\text{обр}}$  мережевої води. Всі інші позначення відповідають попередній схемі.

При *залежній схемі зі змішуванням води* (див. рис. 5.10) в тепловому пункті або в підвалі будівлі встановлюється елеваторний вузол 9, до якого підводиться вода з теплової мережі з температурою  $t_{\text{под}}$ . До цієї води підмішується частина води, яка віддала свою теплоту в опалювальних приладах з температурою  $t_o$ , надалі суміш води з температурою  $t_r$  надходить до нагрівальних приладів 4. При використанні такої схеми гідравлічний опір системи опалення долається насосами мережеві води, що встановлені в котельні. Перевагою залежної схеми є її простота у зв'язку з відсутністю пристроїв (насосів), в яких використовується додаткова енергія, а до недоліків – обмеженість в застосуванні за кількістю поверхів у будівлі (не більше як 9) та неможливість здійснити регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів.

При *залежній прямоточній схемі* (див. рис. 5.11) система опалення під'єднується безпосередньо до теплової мережі.

Перевагою залежної прямоточної схеми є те, що в неї відсутнє проміжне обладнання для нагріву води, що надходить в систему опалення, а до недоліків відноситься складність в регулюванні температури води в системі опалення в залежності від температури зовнішнього повітря. Таке регулювання здійснюється зміною температури води в тепловій мережі, але це може призвести до порушення теплопостачання інших систем,

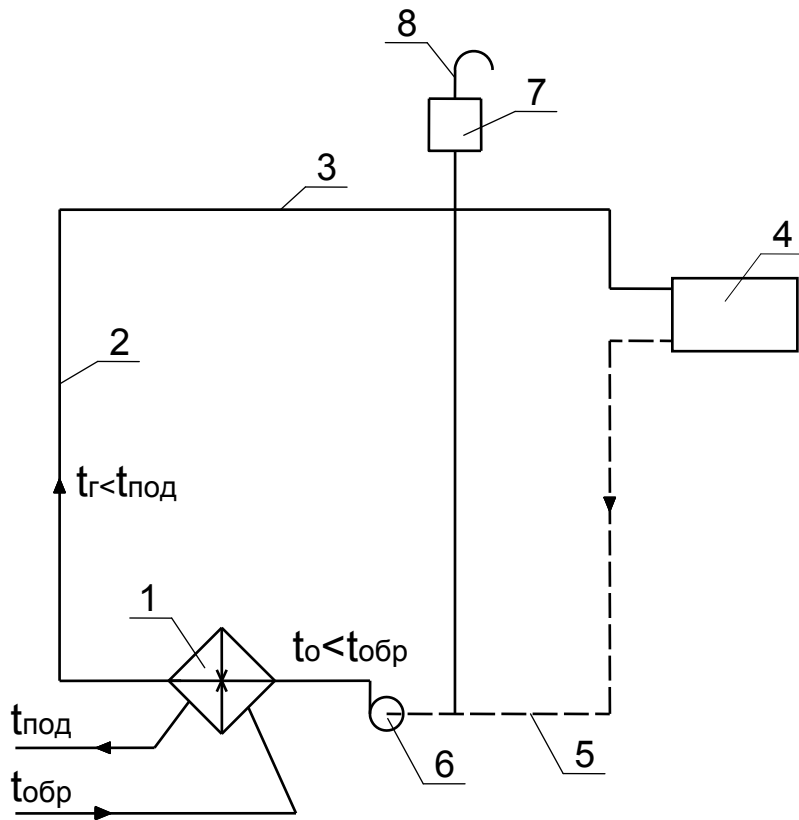


Рис. 5.9. Незалежна схема тепlopостачання:  
1 - теплообмінник опалення

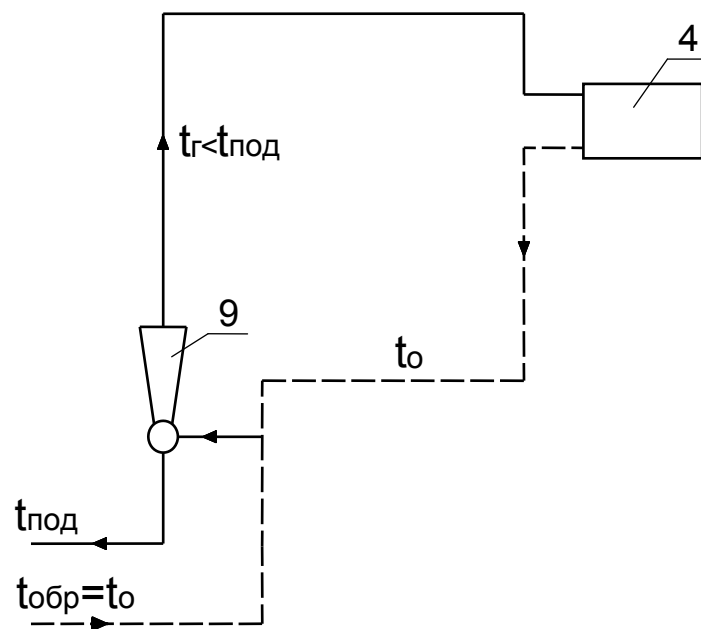


Рис. 5.10. Залежна схема зі змішуванням води:  
9 – елеваторний вузол

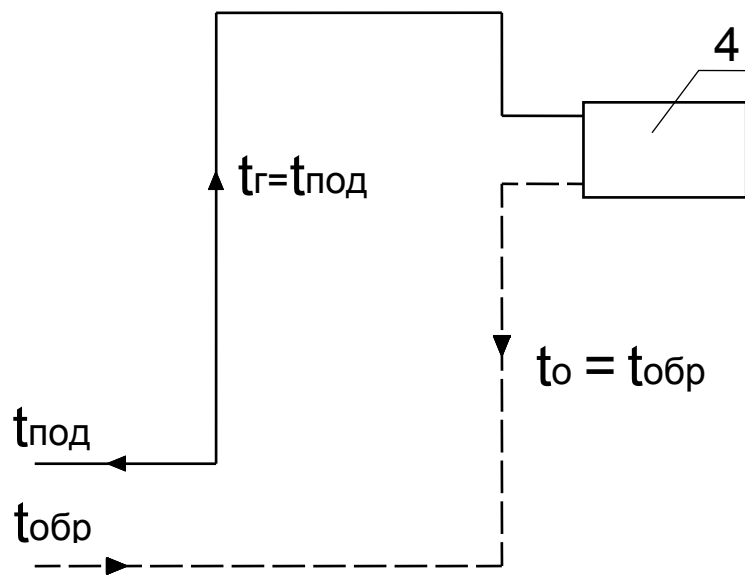


Рис. 5.11. Залежна прямоточна схема

наприклад, системи вентиляції, які під'єднані до однієї теплової мережі. Залежна прямоточна схема може використовуватися для опалення промислових будівель, де допускається температура нагрівальної води  $150^{\circ}\text{C}$ , тобто такаж сама як і в тепловій мережі.

### 5.3.3 Методика гідравлічного розрахунку систем водяного опалення

Головним завданням гідравлічного розрахунку є визначення діаметрів трубопроводів.

Послідовність гідравлічного розрахунку:

1. Визначається теплове навантаження системи опалення, котре дорівнює втратам теплоти в навколишнє середовище, тобто  $Q_0 = Q_{\text{втр}}$ . Вибирається тип системи опалення.

2. Складається розрахункова схема системи опалення для всієї будівлі. На схемі нумерують стояки, вказують довжини ділянок, відмічають теплові навантаження.

3. Вибирається найбільш неблагонадійний циркуляційний контур-

циркуляційне кільце(це може бути або найбільш навантажена або найбільш віддалена ділянка).

4.Визначається масова витрата води через нагрівальні прилади для розрахункового циркуляційного контуру, кг/с

- двотрубна система (див рис. 5.12)

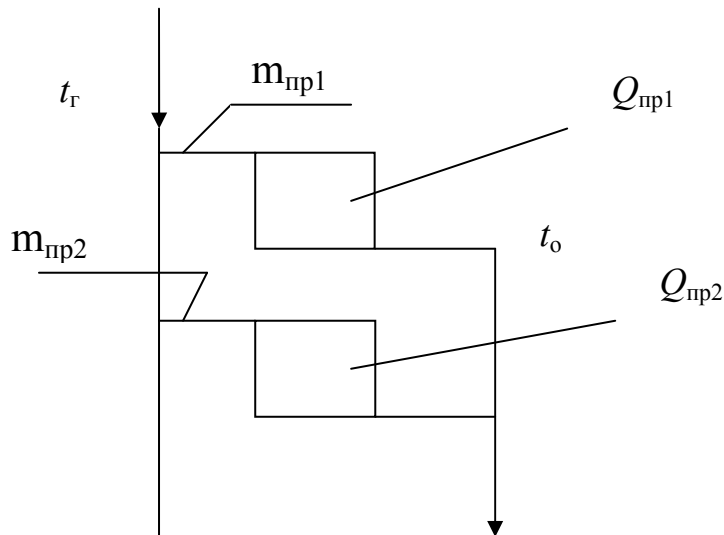


Рис. 5.12. Двотрубна система опалення

$$m_{\text{пр}i} = Q_{\text{пр}i} / c_{\text{в}} (t_{\text{г}} - t_{\text{о}}), \quad (5.1)$$

де  $Q_{\text{пр}i}$  - теплове навантаження нагрівального приладу, Вт;  $c_{\text{в}}$  - теплоємність води, Дж/(кг·К) – беремо 4187 Дж/(кг·К);  $t_{\text{г}}$  та  $t_{\text{о}}$  - температури нагрівальної та охолодженої води відповідно, °С.

- однотрубна система опалення (див. рис. 5.13)

а) проточна нерегульована (див. рис. 5.13 а)

$$m_{\text{пр}i} = m_{\text{ст}} = \Sigma Q_{\text{пр}i} / c_{\text{в}} (t_{\text{г}} - t_{\text{о}}), \quad (5.2)$$

де  $\Sigma Q_{\text{пр}i}$  - теплове навантаження всіх нагрівальних приладів стояка, Вт.

$$\Sigma Q_{\text{пр}i} = Q_{\text{пр}1} + Q_{\text{пр}2} + \dots + Q_{\text{пр}n} .$$

б) проточна регульована з замикальними ділянками (див. рис. 5.13 б)

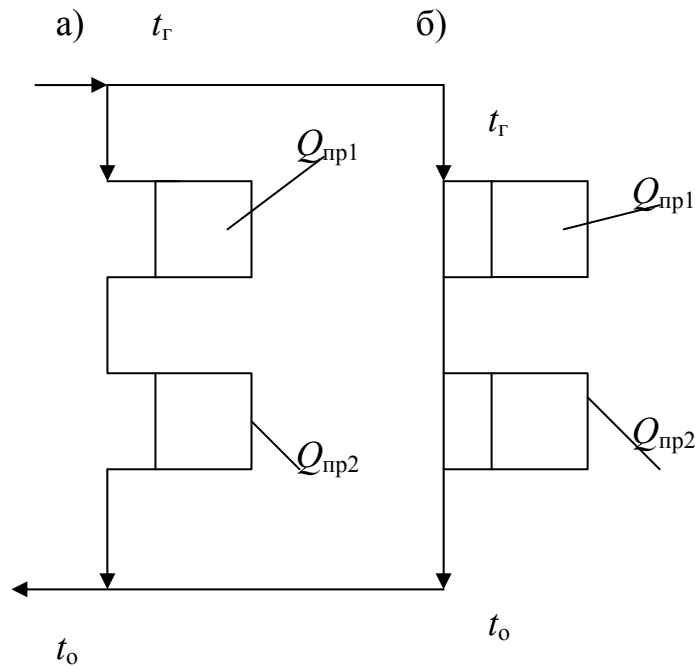


Рис. 5.13. Однотрубна система опалення:  
 а) проточна нерегульована; б) проточна регульована з замикальними ділянками

$$m_{\text{пр}i} = \alpha m_{\text{ст}}, \quad (5.3)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт затікання води в нагрівальний пристрій (залежить від способу під'єднання нагрівального приладу та опору підведень, визначається за довідковими даними).

5. Визначається розрахунковий циркуляційний тиск в циркуляційному контурі, Па

$$P_p = P_n + a\Delta P_e, \quad (5.4)$$

де  $P_n$  – тиск, який створюється насосом або перепад тисків на елеваторі, Па;

$\Delta P_e$  – природний тиск, що створюється за рахунок охолодження води, Па;  $a$  – доля природного тиску в розрахункових умовах.

Величина  $P_n$ , Па, спрощено може бути визначена за наступним співвідношенням

$$P_n = 80 \Sigma l, \quad (5.5)$$

де  $\Sigma l$  – сума довжин ділянок розрахункового контура, м.

Природний тиск, що виникає за рахунок охолодження води, Па

$$\Delta P_e = g h (\rho_o - \rho_r), \quad (5.6)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння, що дорівнює  $9,81 \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $h$  – висота розташування нагрівального приладу від джерела теплопостачання, м;  $(\rho_o - \rho_r)$  - різниця тисків охолодженої та гарячої води, що визначається відповідною різницею температур,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Величину  $a$  беруть:  $a = 0,4 - 0,5$  – для двотрубних систем опалення;  $a = 1,0$  – для однокотрубних систем опалення.

6. Визначаються орієнтировочні питомі втрати тиску на тертя на розрахункових ділянках, Па/м

$$R_{op} = K P_p / \Sigma l \quad (5.7)$$

де  $K$  – коефіцієнт, що залежить від виду системи опалення:  $K = 0,5$  – для систем з природною циркуляцією;  $K = 0,65$  – для систем опалення з вимушеним рухом води.

7. За номограмами (див. рис. 5.14) за величинами  $R_{op}$  та  $m_{np}$  визначаються стандартний діаметр трубопровода  $d_{ст}$ , мм; дійсна швидкість руху води  $\omega_d$ , м/с; дійсні питомі втрати тиску на тертя  $R_d$ , Па/м.

8. Розраховуються дійсні втрати тиску на тертя і місцеві опори в розрахунковому циркуляційному контурі, Па

$$\Delta P_d = \Sigma(R_d l + Z), \quad (5.8)$$

де  $Z$  – втрати тиску на місцеві опори, Па, визначаються за відомими співвідношеннями, яки розглядалися у попередніх розділах.

Величина  $\Delta P_d$  порівнюється з розрахунковим тиском  $P_p$ , при цьому повинно виконуватися наступне співвідношення :  $P_p = 1,1 \Delta P_d$ .

Якщо ця умова не виконується, то потрібно на деяких ділянках змінити діаметри трубопроводів.

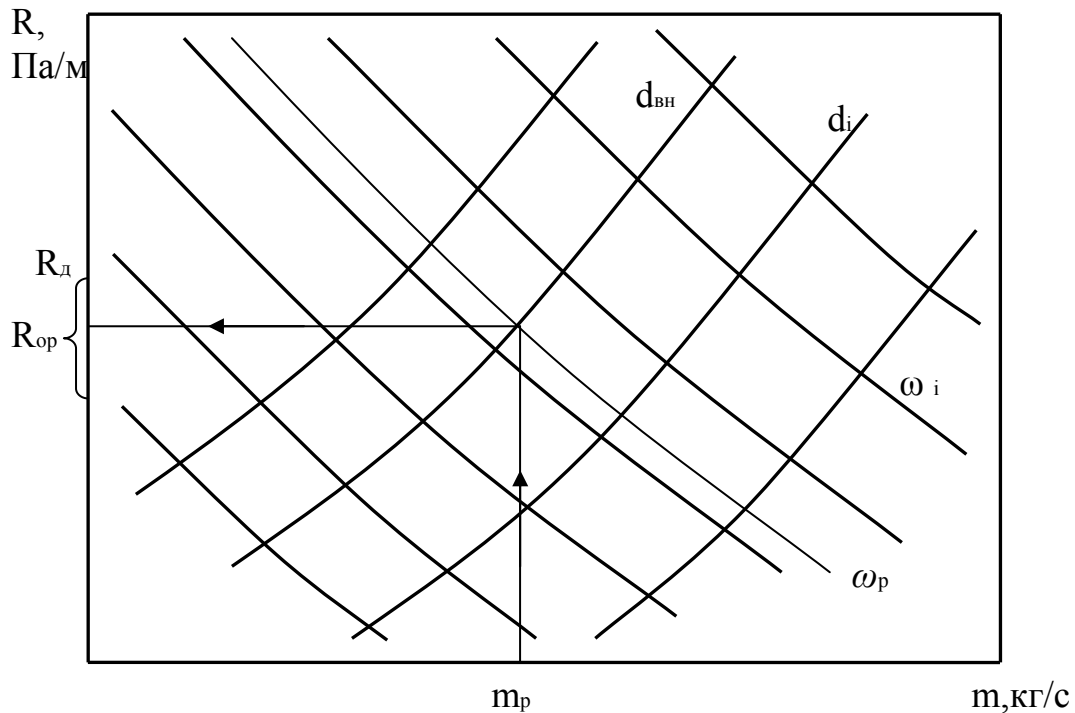


Рис. 5.14. Номограма для визначення діаметрів трубопроводів

Наприклад, якщо  $P_p > 1,1 \Delta P_d$ , то величина  $d_{ст}$  зменшується, а якщо  $P_p < 1,1 \Delta P_d$ , то величина  $d_{ст}$  збільшується.

9. Після розрахунку головного циркуляційного контура здійснюють увязку тисків в інших циркуляційних кільцях, при цьому допускається нев'язка тисків в розмірі 5 %.

#### 5.3.4. Вибір нагрівальних приладів систем водяного опалення

Нагрівальні прилади класифікуються за наступними признаками:

- За матеріалами, що використовуються для їх виготовлення на:
  - металеві (чавунні, сталеві, алюмінієві);
  - неметалеві (керамічні, бетонні);
  - комбіновані.
- За видом поверхні нагріву:
  - з гладкою поверхнею;

- з оребреною поверхнею.

● За конструкцією:

- радіатори;
- конвектори;
- реєстри з гладких або оребрених труб;
- калорифери.

Вибір нагрівальних приладів здійснюється за їх поверхнею, що отримана з рівняння теплопередачі, м<sup>2</sup>

$$F_{\text{пр}} = Q_{\text{пр}} \beta_1 \beta_2 \beta_3 / K(t_{\text{в.ср}} - t_{\text{п}}), \quad (5.9)$$

де  $Q_{\text{пр}}$  – теплове навантаження нагрівального приладу, Вт (отримане з розрахунку теплових втрат приміщеннями і вибраній кількості нагрівальних приладів для цього приміщення);  $K$  – коефіцієнт теплопередачі нагрівального приладу, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_{\text{в.ср}}$  – середня температура води в нагрівальному приладі,

°С ( $t_{\text{в.ср}} = 0,5(t_{\text{г}} + t_{\text{о}})$ );  $t_{\text{п}}$  – розрахункова температура повітря в приміщенні, °С;  $\beta_1$  – коефіцієнт, яким враховують охолодження теплоносія в двотрубному стояку до нагрівального приладу (для другого поверху  $\beta_1 = 1,0$ ; для першого  $\beta_1 = 1,05$ );  $\beta_2$  – коефіцієнт, яким враховують характер встановлення приладу (у стін без ніші відкрито –  $\beta_2 = 1$ ; без ніші з перекриттям підвіконною дошкою –  $\beta_2 = 1,03$ ; в ніші –  $\beta_2 = 1,08$  і т.п.);  $\beta_3$  – коефіцієнт, яким враховують кількість секцій в радіаторах ( $N$ ) [при  $N \leq 5$  -  $\beta_3 = 0,95$ ; при  $N = 5 - 10$  -  $\beta_3 = 1,0$ ; при  $N = 10 - 20$  -  $\beta_3 = 1,05$ ].

У зв'язку з великою кількістю типів нагрівальних приладів для їх порівняльної оцінки введена величина 1 еквівалентного квадратного метра (1 екм).

*Еквівалентним квадратним метром поверхні нагрівального приладу є така поверхня, через яку передається тепловий потік величиною 506 Вт*

при температурах гарячої та охолодженої води відповідно  $t_r = 95^\circ \text{C}$ ,  $t_o = 70^\circ \text{C}$ .

Скориставшись рівнянням теплового балансу, визначимо витрату води через 1 екм поверхні

$$G_{\text{екв}} = 506/4187 (95 - 70) = 4,85 \cdot 10^{-3}, \text{ кг/с} .$$

Практичний вибір поверхні нагрівальних приладів( Н.П)

- Розрахункова поверхня нагрівального приладу, екм

$$F_p = F_e + F_{\text{тр}}, \quad (5.10)$$

де  $F_e$  –поверхня нагріву безпосередньо нагрівального приладу, екм;  $F_{\text{тр}}$  – поверхня відкрито прокладених трубопроводів (стояків та підводок), екм.

$$F_{\text{тр}} = \sum \pi d_{zi} l_i, \quad (5.11)$$

де  $d_{zi}$  – зовнішній діаметр окремої ділянки трубопровода, м;  $l_i$  – довжина окремої ділянки трубопровода, м.

Розрахункова поверхня нагрівального приладу, е.к.м

$$F_p = \left( \frac{Q_{\text{пр}}}{q_e} \right) \beta_1 \beta_2 \beta_3, \quad (5.11)$$

де  $q_e$  – густина теплового потоку нагрівального приладу, Вт/екм.

Зазвичай величина  $q_e = K \Delta t_m$ , де  $\Delta t_m = 0,5((t_r + t_o) - t_n)$  - середній температурний напір в нагрівальному приладі  $^\circ \text{C}$ , але в зв'язку зі складністю визначення коефіцієнта теплопередачі нагрівального приладу величина

$$q_a = \dot{A} \Delta t_m^{1+n} G_{\text{вдн}}^m, \quad (5.12)$$

де  $A$ ,  $n$ ,  $m$  – постійні коефіцієнти, які залежать від типу Н.П та способу підведення води до них, визначаються за довідковими таблицями;  $G_{\text{вдн}}$  - відносна витрата води через Н.П.

Наприклад, для радіаторів величина

$$G_{\text{вдн}} = m_{\text{пр}} / 4,85 \cdot 10^{-3} F_p. \quad (5.13)$$

Спільний розв'язок рівнянь (5.11), (5.12), (5.13) дозволяє визначити величину  $F_p$ , після чого обчислюють поверхню безпосередньо нагрівального приладу  $F_e = F_p - F_{тр}$ , екм.

• Кількість нагрівальних приладів або кількість секцій нагрівального приладу

$$N = F_e / f_e, \quad (5.14)$$

де  $f_e$  – площа нагрівального приладу або однієї секції нагрівального приладу, екм.

Отриману величину  $N$  заокруглюють до найближчого більшого цілого числа.

При виборі нагрівальних приладів імпортного виробництва, де в методиках не вказуються коефіцієнти  $A$ ,  $n$ ,  $m$ , кількість нагрівальних приладів або кількість секцій нагрівального приладу спрощено визначається за співвідношенням

$$N = Q_{пр} / q_e,$$

де  $q_e$  – тепловий потік, що передається через один нагрівальний прилад або одну секцію нагрівального приладу, Вт, залежить від типу нагрівального приладу та температурного графіка системи опалення.

#### 5.4. Системи парового опалення

В системах парового опалення на нагрівальні прилади надходить водяна пара, яка конденсується, передаючи теплоту фазового переходу  $r$  через поверхню стінки до навколишнього повітря (див рис. 5.15).

Найбільш поширеними системами парового опалення є системи низького тиску ( $P_{п} = 0,1 - 0,17$  МПа) і високого тиску ( $P_{п} = 0,17 - 0,4$  МПа), які класифікуються за наступними признаками:

- 1). За способом сполучення з атмосферою:
  - закриті;

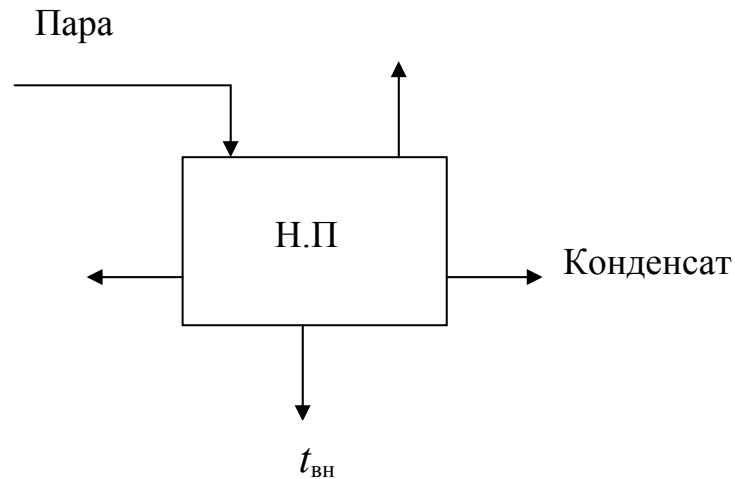


Рис. 5.15. Нагрівальний прилад системи парового опалення

- відкриті.
- 2). За способом повернення конденсату від Н.П.:
  - замкнуті (безпосереднє повернення конденсату);
  - розімкнуті (конденсат попередньо збирається в конденсатний бак, а потім перекачується в парогенератор).
- 3). За розташуванням подавальної магістралі:
  - з нижньою розверткою;
  - з верхньою розверткою;
  - зі змішаною розводкою.
- 4). За характером конденсатопровода:
  - самотічні;
  - напорні;
  - з «сухим» конденсатопроводом;
  - з «мокрим» конденсатопроводом (див рис. 5.16).

Згідно з зображенням на ри. 5.16 «сухий» конденсатопровід при роботі заповнений конденсатом, а в період відключення системи опалення конденсат в конденсатопроводі відсутній; для «мокрого»

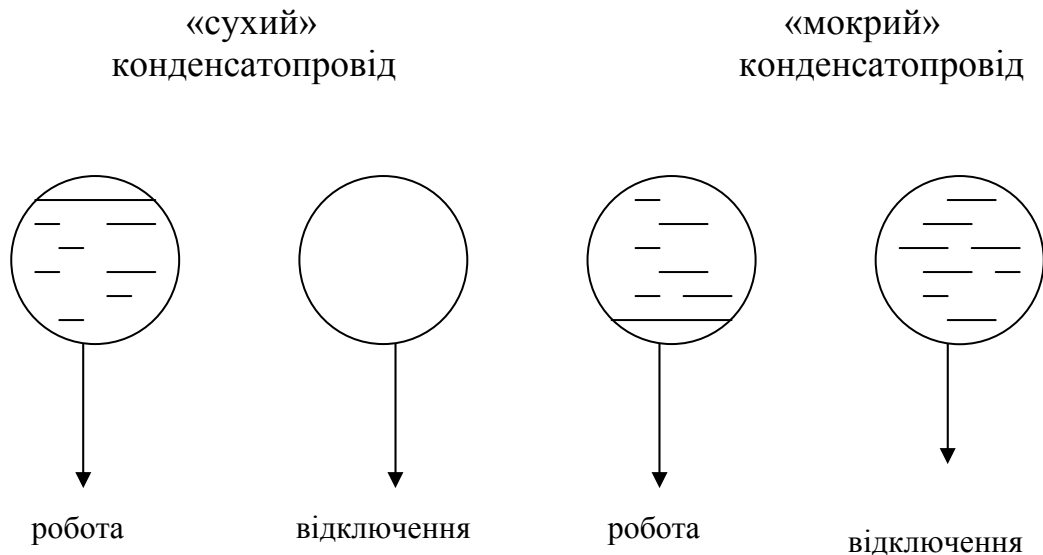


Рис. 5.16. Характеристика конденсатопроводів

конденсатопроводу і в період роботи системи опалення і вразі її відключення конденсатопровід заповнений конденсатом.

#### 5.4.1. Системи парового опалення низького тиску

На рис. 5.17 наведена схема двотрубної замкнутої системи парового опалення низького тиску з верхньою розводкою.

Замкнуті системи виконуються відкритими, тобто вони сполучаються з атмосферою.

Для замкнутих систем конденсат від нагрівальних приладів надходить в конденсатні стояки і за магістральним конденсатопроводом поступає безпосередньо в паровий котел.

Для забезпечення самотічного надходження конденсату в котел необхідно урівноважити тиск в котлі висотою стовпа води конденсатної лінії  $h$  (наприклад, якщо надлишковий тиск пари в котлі  $P_k = 0,01$  МПа, то висота стовпа води повинна бути  $h = 1$  м; якщо  $P_k = 0,02$  МПа, то  $h = 2$  м і т. ін.). Під'єднання труби для видалення повітря з системи здійснюється на відстані  $\Delta h = 250$  мм від максимального рівня води в конденсатній лінії  $h$ .

Замкнуті системи використовуються при надлишковому тиску пари в

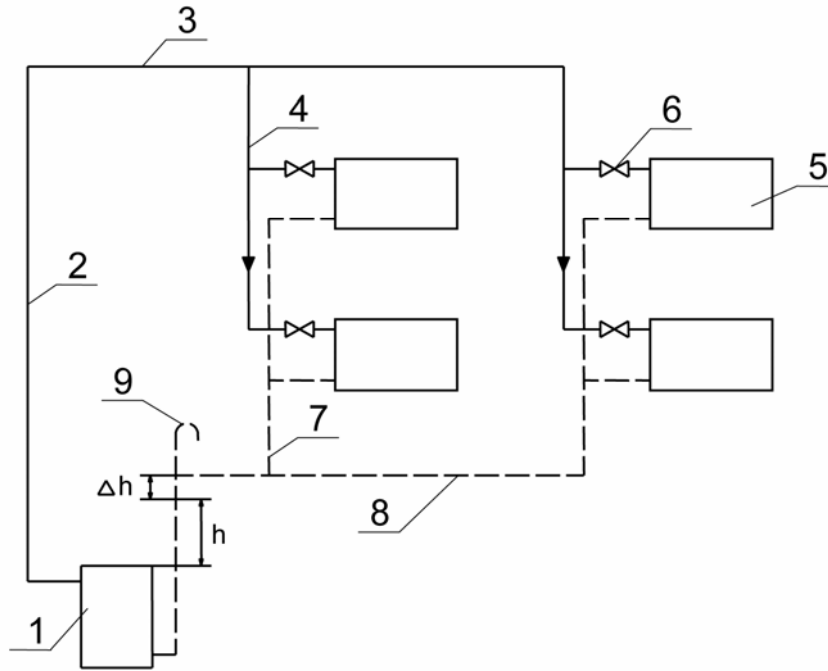


Рис. 5.17. Схема замкнутої системи парового опалення низького тиску:  
 1 – паровий котел; 2 – головний стояк; 3 – подавальний магістральний паропровід; 4 – парові стояки; 5 – нагрівальні прилади; 6 – регулювальні парові вентилі; 7 – конденсатні стояки; 8 – поворотний магістральний конденсатопровід; 9 – труба для видалення повітря з системи

котлі  $P_k$  до 0,02 МПа, тому що при більш високих тисках пари збільшується глибина розташування парового котла.

При надлишковому тиску пари в котлі більше як 0,02 МПа використовуються розімкнуті системи (див. рис. 5.18), в яких конденсат від нагрівальних приладів надходить в конденсатний бак 10, звідки конденсатним насосом 11 перекачується в паровий котел. Для розімкнутих систем паровий котел може розташовуватися на нульовій відмітці.

*Розрахунки схем парового опалення низького тиску*

- *Вибір котла*

Вибір парового котла здійснюється за паропродуктивністю  $D_k$ , кг/год, та

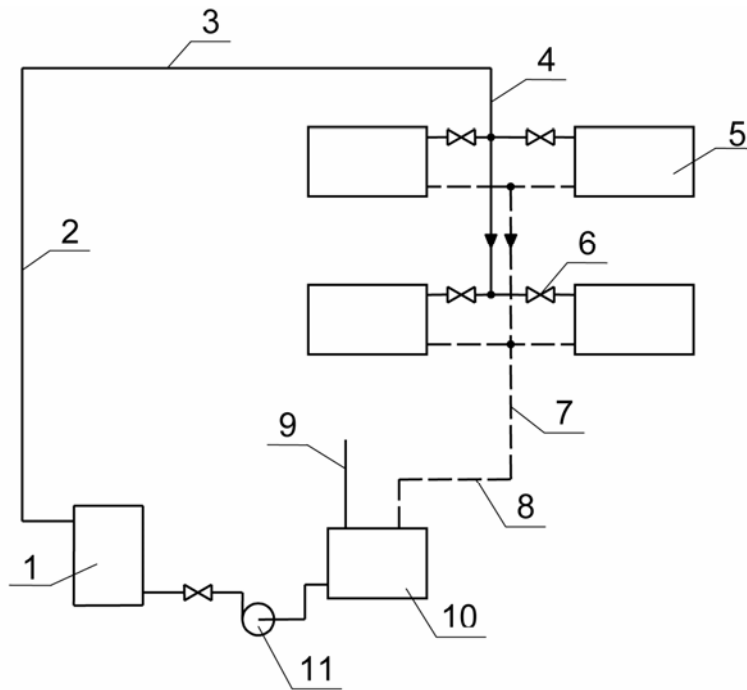


Рис. 5.18. Схема розімкнутої системи парового опалення низького тиску: 1 – 9 – ті самі позначення, що і нарис. 5.17; 10 – проміжний конденсатний бак; 11 – конденсатний насос

тиском  $P_k$ , МПа.

Паропродуктивність котла, кг/год, визначається з рівняння теплового балансу

$$D_k = (Q_{оп} / r) 3600, \quad (5.15)$$

де  $Q_{оп}$  - теплове навантаження системи опалення, кВт (нагадаємо, що  $Q_{оп} = Q_{втр}$ , тобто втратам теплоти у навколишнє середовище);  $r$  - теплота фазового переходу, кДж/кг, визначається за термодинамічними таблицями у залежності від тиску пари  $P_p$ .

За величиною  $D_k$  вибираємо стандартний котел.

● *Розрахунки паропроводів*

Зображається схема ділянки від парового котла до найбільш віддаленого нагрівального приладу (див. рис. 5.19).

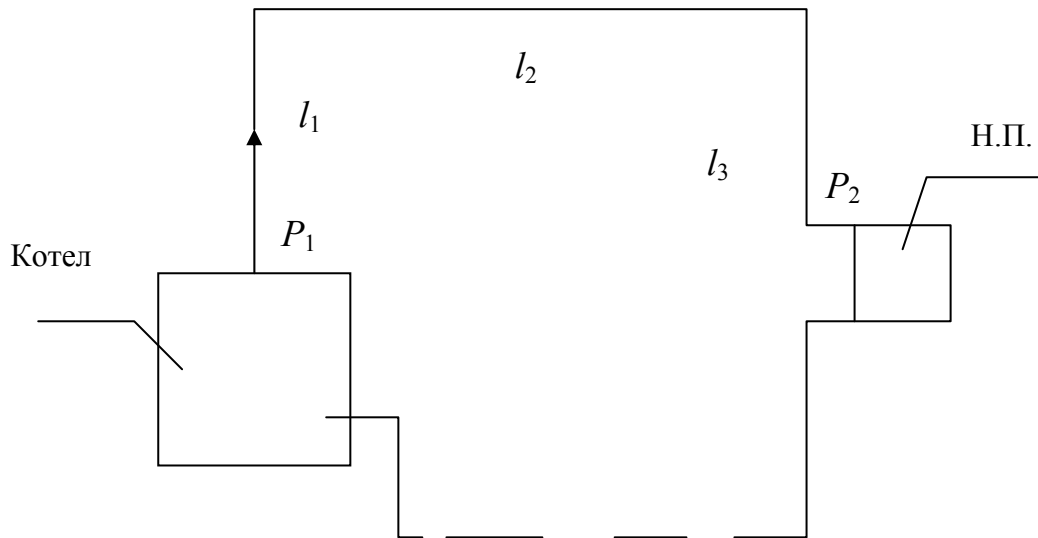


Рис. 5.19. Схема ділянки паропровода

Завдання розрахунку паропроводів – визначення діаметрів, що виконується у наступній послідовності:

1. Задають тиск пари після парового котла  $P_1$  (якщо сума довжин ділянок  $\Sigma l = (l_1 + l_2 + l_3)$  до 100 м, то величина  $P_1 = 0,005 \dots 0,01$  МПа або 0,05 ... 0,1 ати; якщо  $\Sigma l = 100 \dots 200$  м, то величина  $P_1 = 0,01 \dots 0,02$  МПа або 0,1 ... 0,2 ати; і т. ін.).

2. Задають тиск пари біля нагрівального приладу  $P_2 = 0,0015 \dots 0,002$  МПа або 0,015 ... 0,02 ати.

3. Беремо, що на подолання опору тертя витрачається 65 % тиску, і визначаємо орієнтовні втрати тиску на тертя, Па/м

$$R_{\text{оп}} = 0,65 (P_1 - P_2) / \Sigma l. \quad (5.16)$$

4. За номограмами (аналогічно наведеному вище при розрахунках систем водяного опалення рис. 5.14) за величинами  $R_{\text{оп}}$  та  $Q_{\text{опі}}$  визначаються тандартний діаметр паропровода  $d_{\text{ст}}$ , мм; дійсна швидкість руху пари  $\omega_{\text{п}}$ , м/с; дійсні питомі втрати тиску на тертя  $R_{\text{д}}$ , Па/м.

5. Розраховуються дійсні втрати тиску на тертя і місцеві опори на розрахунковій ділянці, Па - див. формулу (5.8), тобто

$$\Delta P_d = \Sigma(R_d l + Z),$$

де  $Z$  – втрати тиску на місцеві опори, Па, визначаються за відомими співвідношеннями.

Величина  $\Delta P_d$  порівнюється з розрахунковим тиском ( $P_1 - P_2$ ), при цьому повинно виконуватися наступне співвідношення :  $(P_1 - P_2) = 1,1 \Delta P_d$ .

Якщо ця умова не виконується, то потрібно на деяких ділянках змінити діаметри трубопроводів.

#### *Вибір конденсатопроводів*

Діаметри конденсатопроводів  $d_k$ , мм, вибираємо за таблицями у залежності від теплового навантаження системи опалення  $Q_{оп}$  та характеру конденсатопроводу.

*Визначення об'єму конденсатного баку і вибір насосу* (виконується тільки для розімкнутих систем опалення):

1. Визначається об'єм конденсатного бака, що дорівнює одногодинній витраті конденсату,  $m^3 = m^3 / год$

$$V_k = (Q_{оп} / r \rho_k) 3600, \quad (5.17)$$

2. Вибирається насос за подачею та тиском.

- подача насоса,  $m^3/год$ , дорівнює двогодинній витраті конденсату, тобто

$$V_n = 2V_k.$$

- перед визначенням тиску насоса спочатку складається гідравлічна схема конденсатного тракту (див. рис. 5.20), потім визначається тиск насоса, МПа

$$P_n = P_k + \{ \rho g H + [R (\Sigma l + H) + Z] + \Delta P \} 10^{-6}, \quad (5.18)$$

де  $P_k$  - надлишковий тиск в котлі, МПа;  $\rho g H$  – гідростатична висота стовпа води від осі насоса до максимального рівня води в котлі, Па;  $R (\Sigma l + H) + Z$  – втрати тиску на тертя та місцеві опори за трактом руху

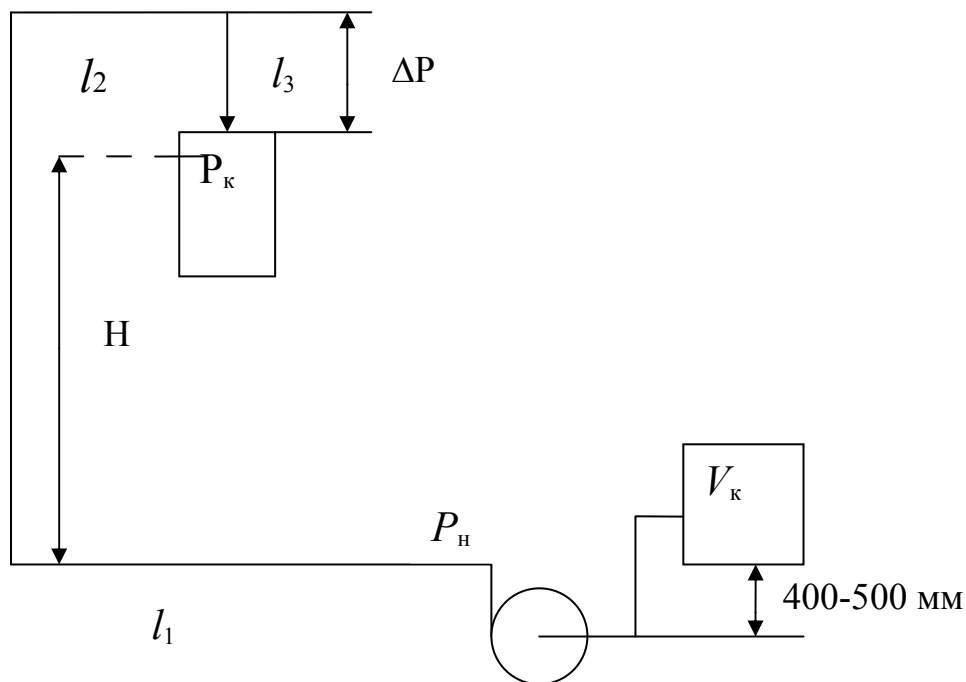


Рис. 5.20. Схема конденсатного тракту

конденсату, Па;  $\Delta P$  – надлишкова величина тиску на самоплинне гадходження конденсату до котла, Па (беруть  $\Delta P = 10^4$  Па або  $l_3 = 1$  м).

*Слід мати на увазі, що вісь конденсатного насоса розташовується на відстані 400 ... 500 мм від дна конденсатного баку, щоби виключити вскипання конденсату у всмоктувальному патрубку насоса.*

#### **5.4.2. Системи парового опалення високого тиску**

Схема двотрубної системи парового опалення високого тиску наведена на рис. 5.21.

В системі парового опалення високого тиску конденсат водяної пари надходить до конденсатного баку, звідки конденсат ним насосом перекачується у паровий котел.

*Характеристика та вибір обладнання в системі високого тиску*

*Редукційні клапани* призначені для зниження тиску пари від  $P_2$  до необхідного для системи опалення тиску  $P_{оп}$  і підтримання його на

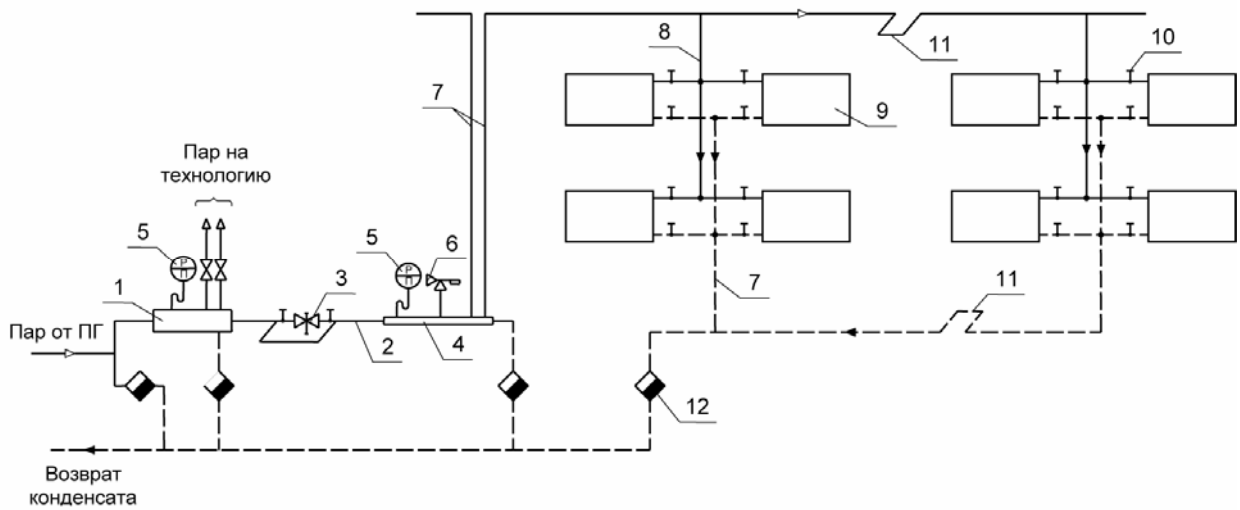


Рис. 5.21. Схема системи парового опалення високого тиску:  
 1 – перша розподільча гребінка; 2 – паропровід; 3 – редуційний клапан; 4 – друга розподільча гребінка; 5 – манометри; 6 – запобіжний клапан; 7 – головні стояки; 8 – парові стояки; 9 – нагрівальні прилади; 10 – парові вентиля; 11 – компенсатори; 12 – конденсатовідвідники

необхідному рівні в межах 0,17 ... 0,4 МПа. Вибір редуційних клапанів здійснюється за таблицями технічних характеристик в залежності від витрати пари на систему опалення  $D_{оп}$  та відношення тисків  $P_2 / P_{оп}$ .

*Компенсатори* призначені для компенсації температурних розширень трубопроводів. При діаметрах трубопроводів  $d_{вн}$  до 200 мм можна застосовувати П-подібні компенсатори, а при  $d_{вн} > 200$  мм – сальникові.

*Конденсатовідвідники* забезпечують відведення конденсату та затримують пару, яка не встигла сконденсуватися в нагрівальних приладах. Вибір конденсатовідвідників здійснюється за таблицями технічних характеристик у залежності від теплопродуктивності системи опалення  $Q_{оп}$  та тиску пари  $P_{п}$ .

*Розрахунок паропроводів* проводиться за тією ж методикою, що й для систем парового опалення низького тиску. Відмінність полягає тільки в тому, що для паропроводів високого тиску необхідно визначати фактичне

дійсне значення питомих втрат тиску на тертя  $R_{\phi}$ , Па/м, та фактичну швидкість пари  $\omega_{\phi}$ , м/с

$$R_{\phi} = R_d / \rho_{п.д} ; \quad \omega_{\phi} = \omega_d / \rho_{п.д} ,$$

де  $\rho_{п.д}$  - дійсна густина водяної пари, кг/м<sup>3</sup>, визначається у залежності від тиску пари  $P_{оп}$ ;  $R_d$  та  $\omega_d$  - дійсні питомі втрати тиску на тертя та швидкість пари, які були отримані за номограмами, що складені при густині водяної пари  $\rho_{п} - 1$  кг / м<sup>3</sup>.

**Частина друга. ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**  
**Розділ 6. КОТЕЛЬНІ ДЛЯ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО**  
**ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**

**6.1. Класифікація котелень**

Структурна схема класифікації котелень наведена на рис. 6.1.

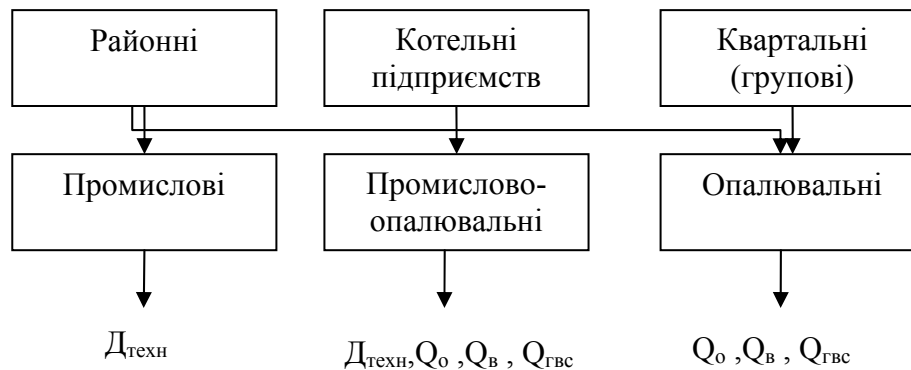


Рис. 6.1. Структурна схема класифікації котелень

Районні котельні призначені для теплопостачання району житлової забудови або промислово вузла і входять до складу підприємств об'єднаних котелень і теплових мереж. Районні котельні можуть бути промисловими, опалювальними та промислово-опалювальними.

Квартальні котельні призначені для теплопостачання кварталу або групи будівель і також входять до складу підприємств об'єднаних котелень і теплових мереж. Квартальні котельні є тільки опалювальними.

Котельні підприємств входять до складу підприємства і постачають теплою це підприємство та житлову забудову, яка знаходиться поряд з підприємством. Котельні підприємств можуть бути промисловими, опалювальними та промислово-опалювальними.

Котельні всіх типів класифікуються за наступними признаками:

1. За типом котлів:
  - парові;

- водогрійні;
- пароводогрійні.

2. За видом палива:

- тверде;
- рідке;
- газоподібне.

3. За видом теплоносія і схемою відпуску теплоти:

- відпускають пару з поверненням або без повернення конденсату;
- відпускають гарячу воду в закриту або відкриту систему теплопостачання;
- відпускають пару і гарячу воду.

4. За режимом роботи:

- основне джерело;
- пікове джерело.

5. За потужністю:

- невеликої потужності, коли  $Q_{\text{кот}} < 23,2$  МВт;
- середньої потужності, коли  $Q_{\text{кот}} = 23,2 \dots 116$  МВт;
- крупні котельні, коли  $Q_{\text{кот}} > 116$  МВт. Крупні котельні тепловою потужністю більше як 350 МВт можуть називатися тепловими станціями.

#### *Характеристика систем теплопостачання*

##### ● *закрита система теплопостачання*

Схема закритої системи теплопостачання наведена на рис. 6.2.

Особливістю закритої системи теплопостачання є те, що мережева вода, яка виходить з котельні, повертається в котельню за винятком витікання води в тепловій мережі.

##### ● *відкрита система теплопостачання*

Відкрита система теплопостачання відрізняється від закритої способом

приготування води на гаряче водопостачання: вода на гаряче водопостачання забирається безпосередньо з теплової мережі і в котельню

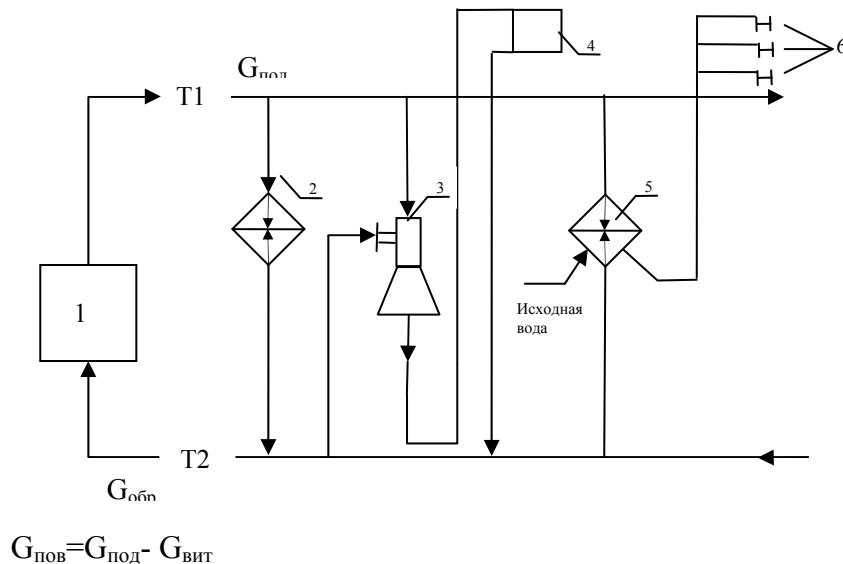


Рис. 6.2. Схема закритої системи тепlopостачання:

1 – котельня; 2 – калориферна установка системи механічної вентиляції; 3 – елеваторний вузол системи опалення; 4 – нагрівальні прилади системи опалення; 5 – бойлер (підігрівач) гарячого водопостачання; 6 – споживачі гарячої води;

T1 – подавальна магістраль теплової мережі;

T2 – поворотна магістраль теплової мережі;

$G_{под}$  – витрата мережевої води в подавальній магістралі;

$G_{пов}$  – витрата мереженої води в поворотній магістралі;

$G_{вит}$  – витікання води в тепловій магістралі.

не повертається.

На рис. 6.3 показаний фрагмент відкритої системи тепlopостачання, відмінністю якого від закритої системи тепlopостачання є наявність у споживачів змішувального вузла, на який надходить частина поворотної мереженої води і частина прямої мереженої води. Отримана суміш з розрахунковою температурою 70 °С подається на водорозбір споживачам.

У відкритій системі тепlopостачання витрата поворотної води

$$G_{пов} = G_{под} - G_{вит} - G_{гв}$$

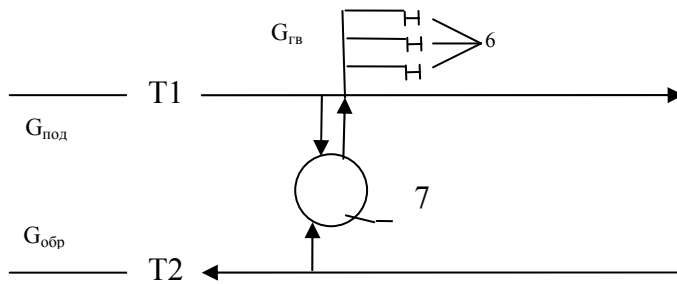


Рис. 6.3. Фрагмент схеми відкритої системи тепlopостачання:  
 7 – змішувальний вузол гарячого водопостачання;  
 $G_{гв}$  – витрата води на гаряче водопостачання у споживачів.

## 6.2. Загальні відомості про теплові схеми котелень

*Теплова схема* – це умовне графічне зображення основного та допоміжного обладнання, яке об'єднується лініями трубопроводів робочих середовищ.

Розрізняють наступні види теплових схем:

- принципovu;
- розширену;
- робочу або монтажну.

В *принциповій* тепловій схемі показують тільки головне обладнання, без уточнення кількості одиниць цього обладнання, а також з'єднувальні трубопроводи, на яких можна не зображати запірно-регулювальну арматуру.

*Розширена* теплова схема містить все вибране обладнання з трубопроводами та запірно-регулювальною арматурою.

*Робоча* або *монтажна* теплова схема також містить все вибране обладнання з запірно-регулювальною арматурою, додатково на цій схемі вказують діаметри трубопроводів, матеріали, способи з'єднання, відмітки розташування трубопроводів, і т. ін.

Щоби скласти розширену або робочу теплову схему необхідно спочатку скласти принципovu теплову схему, виконати її розрахунок, вибрати

обладнання, що у наступному дасть змогу скласти розширену або робочу теплову схему, тому у подальшому будуть розглядатися принципові теплові схеми котелень.

### **6.3. Принципові теплові схеми котелень**

#### ***6.3.1 Парові котельні***

Парові котельні можуть бути:

- промисловими;
- опалювальними;
- промислово-опалювальними.

Найбільш простою є теплова схема промислової котельні, потім розташовується теплова схема опалювальної котельні і найскладнішою є теплова схема промислово-опалювальної котельні.

Наступний розгляд розпочнемо з найбільш складної схеми, а потім на її базі отримаємо більш прості схеми.

#### ***а) Принципова теплова схема промислово-опалювальної парової котельні для закритої системи теплопостачання (див. рис. 6.4)***

Пара, яка здобувається в паровому котлі 1 тиском  $P_1=1,4$  МПа (2,4 МПа) надходить на редукційну охолодну установку (РОУ) 2, де тиск пари знижується до  $P_2$ , і надалі надходить на технологічні потреби, мазутне господарство ( при спалюванні в котельні мазуту), водопідігрівальну установку 11 і власні потреби котельні (деаератор живильної води 3 і підігрівник сирої води 9).

Слід зауважити, що встановлення РОУ для зниження тиску пари приводить до втрати потенціалу пари, що був отриманий в паровому котлі. Більш доцільно було б вибрати котли з тиском  $P_2 \approx P_1$  (можна застосувати котли імпортного виробництва), або якщо величина  $P_1$  суттєво перевищує величину  $P_2$ , то встановити протитискові турбіну невеликої потужності.

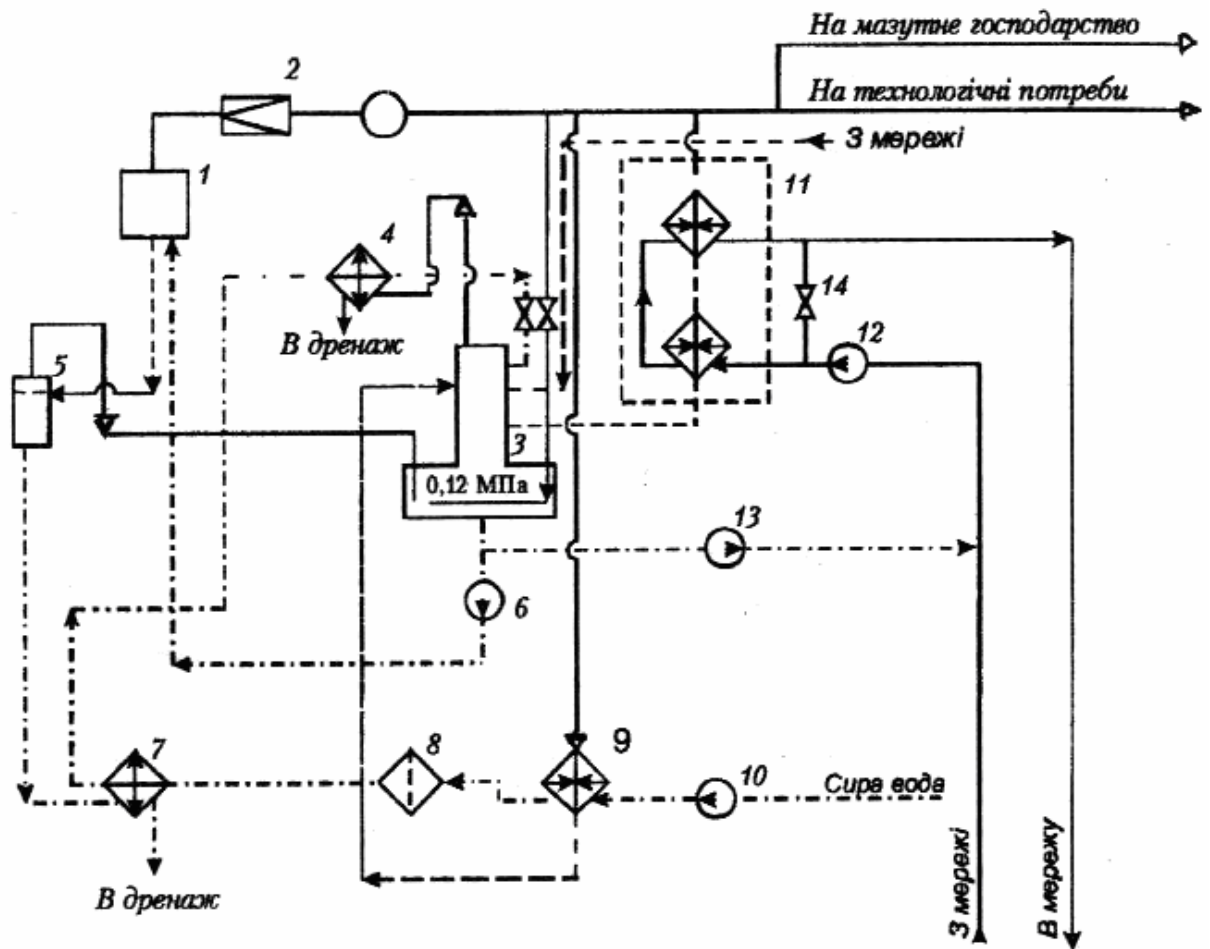


Рис. 6.4. Принципова тепла схема парової промислово-опалювальної котельні для закритої системи теплопостачання:

- 1 – паровий котел; 2 – редукційна охолодна установка; 3 – деаератор живильної води; 4 – охолодник випару деаератора; 5 – сепаратор неперервного продування; 6 – насос для подавання живильної води; 7 – охолодник продувальної води; 8 – перший ступінь хімічної очистки води; 9 – підігрівник сирої води; 10 – насос для подавання сирої води; 11 – водопідігрівальна установка; 12 – насос для подавання поворотної мереженої води; 13 – подавальний насос води для підживлення; 14 – перепускний вентиль

При роботі котельень з паровими котлами незмінною процедурою є періодична та безперервна продувка котлів для видалення з них з продувальною водою солей. Для утилізації теплоти безперервної продувки встановлений сепаратор 5, в якому за рахунок різниці тисків продувальної води, що надходить з котла ( $P_1$ ) та в сепараторі ( $P_c$ ) – див. рис. 6.5 –

відбувається часткове самокипіння продувальної води. Отримана в сепараторі пара надходить як нагрівальна на атмосферний деаератор, а

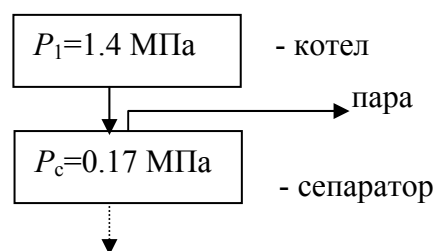


Рис. 6.5. Потоки води і пари в сепараторі

вода, що залишилася, відводиться в дренаж. При цьому з сепаратора відводиться вода з температурою  $t''_c = 115 \text{ }^\circ\text{C}$ . Відведення води з такою температурою в дренаж заборонено, тому вона спочатку охолоджується в охолоднику продувальної води 7 до температури  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  і тільки після цього відводиться в дренаж. За рахунок охолодження продувальної води в охолоднику 7 відбувається нагрівання хімічно очищеної води, яка потім надходить в деаератор.

Для нагрівання мережевої води від температури  $t_{\text{пов}}$  до температури  $t_{\text{под}}$ , що використовується на потреби опалення, вентиляції і гарячого водопостачання, використовується водонагрівальна установка 11 (див. рис. 6.6).

Водонагрівальна установка виконана з послідовно розташованих двох груп теплообмінників.

Перший теплообмінник за напрямком руху мережевої води є охолодником конденсату пароводяного теплообмінника і є першим ступенем нагрівання мережевої води. Конденсат у ньому охолоджується до температури  $t_k = 80 \text{ }^\circ\text{C}$  і надходить в атмосферний деаератор. Якби не було охолодника конденсату, то при надходженні його в деаератор з температурою, що перевищує температуру в деаераторі  $t_d = 104,2 \text{ }^\circ\text{C}$ ,

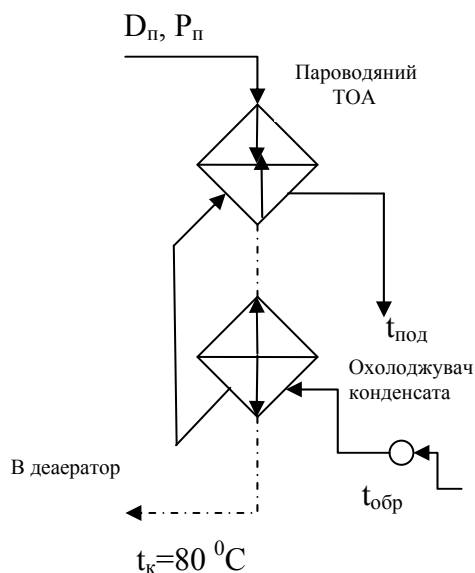


Рис. 6.6. Схема потоків в водонагрівальній установці

відбулося б самокипіння в деаераторі і порушенні режиму його роботи.

Другий теплообмінник за напрямком руху мережевої води є пароводяним, до якого надходить пара після РОУ, конденсується в ньому і далі поступає на охолодник конденсату. В пароводяному теплообміннику мережева вода нагрівається до необхідної розрахункової температури у залежності від температурного графіка теплової мережі.

Компенсація витікань води в тепловій мережі  $G_{\text{вит.}}$  а також недо повернення конденсату від споживачів  $\Delta G_{\text{к}}$  здійснюється підживлюваною водою, яка готується наступним чином.

Сира вода (див. рис. 6.7) спочатку підігрівається в пароводяному підігрівнику 9 до температури  $t_{\text{св}}^{\prime\prime}=25-35^{\circ}\text{C}$  і подається на

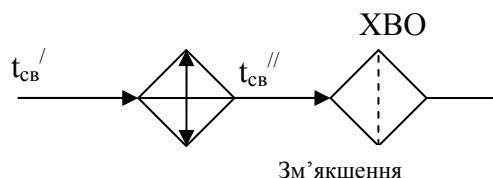


Рис. 6.7. Потік сирі води на обробку

хімводопідготовку 8. Необхідність підігріву сирі води перед подачею, наприклад, на натрій-катіонітні фільтри, пояснюється тим, що при підвищенні температури інтенсифікується процес хімоочищення, а з іншого боку, при низькій температурі на поверхнях натрійкатіонітних фільтрів випадає волога з повітря, що призводить до зменшення терміну дії обладнання. Максимальна температура нагріву сирі води перед ХВО – 35 °С, оскільки при більш високій температурі розм'ягчується катіоніт.

Пом'якшення води (видалення з води іонів кальцію та магнію шляхом їх заміни, наприклад, на іони натрію) дозволяє уникнути накипеутворенню на поверхнях нагріву котлів та іншого теплового обладнання.

Надалі хімоочищена вода підігрівається послідовно в охолоднику продувальної води 7, охолоднику випару 4 деаератора і надходить в атмосферний деаератор 3 (див. рис. 6.8). В деаератор також подається конденсат з виробництва, а також після водонагрівальної установки і після підігрівника сирі води.

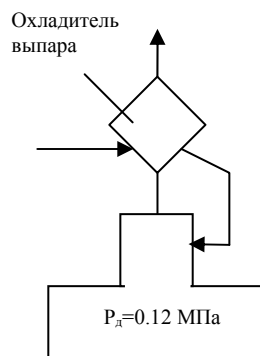


Рис.6.8. Надходження хімоочищеної води на деаерацію

Процес деаерації – це видалення з води корозійно активних газів  $O_2$ ,  $CO_2$ , які спричиняють кисневу корозію трубопроводів і обладнання, а також видалення з води неконденсованих газів, наявність яких, наприклад в парі знижує тепловіддачу при конденсації пари. Деаерація в деаераторі

здійснюється за рахунок кипіння води в ньому при температурі 104,2 ° С. Для доведення води до стану кипіння на деаератор подається водяна пара після РОУ.

З деаератора видаляється суміш ( $O_2+CO_2+N_2+ \dots +H_2O$ ), яка зветься випаром. Теплота випара утилізується в охолоднику випара, тобто використовується для нагрівання хімічищеної води.

Деаерована вода після деаератора 3 насосом живильної води 6 частково подається на живлення парового котла, а частково підживлюваним насосом 13 – на підживлення теплової мережі.

З розглянутої схеми можна зробити *принципову теплову схему парової промислової котельні*, якщо з неї вилучити водонагрівальну установку 11, насос мережевої води 12 і насос підживлюваної води 13, а також лінію конденсату від водонагрівальної установки до деаератора живильної води.

З розглянутої схеми можна також зробити *принципову теплову схему парової опалювальної котельні*, якщо з неї вилучити лінію пари на технологічні потреби та лінію конденсату з мережі (від технологічних споживачів) до деаератора живильної води.

***б) Принципова теплова схема промислово-опалювальної парової котельні для відкритої системи теплопостачання (див. рис. 6.9)***

Особливістю відкритої системи теплопостачання порівняно з закритою є наступне:

1. Збільшується продуктивність хіміводопідготовки, тому що витрата хімічно очищеної води ( $G_{\text{хво}}$ ) повинна компенсувати витікання води в тепловій мережі ( $G_{\text{вит}}$ ), недо повернення конденсату від технологічних споживачів ( $\Delta G_{\text{к}}$ ) та витрату води на гаряче водопостачання ( $G_{\text{г.в}}$ ), яка, як було розглянуто вище, забирається безпосередньо з теплової мережі, тобто  $G_{\text{хво}} = G_{\text{вит}} + \Delta G_{\text{к}} + G_{\text{г.в}}$ .

2. Якість підживлюваної води повинна відповідати якості питної води.

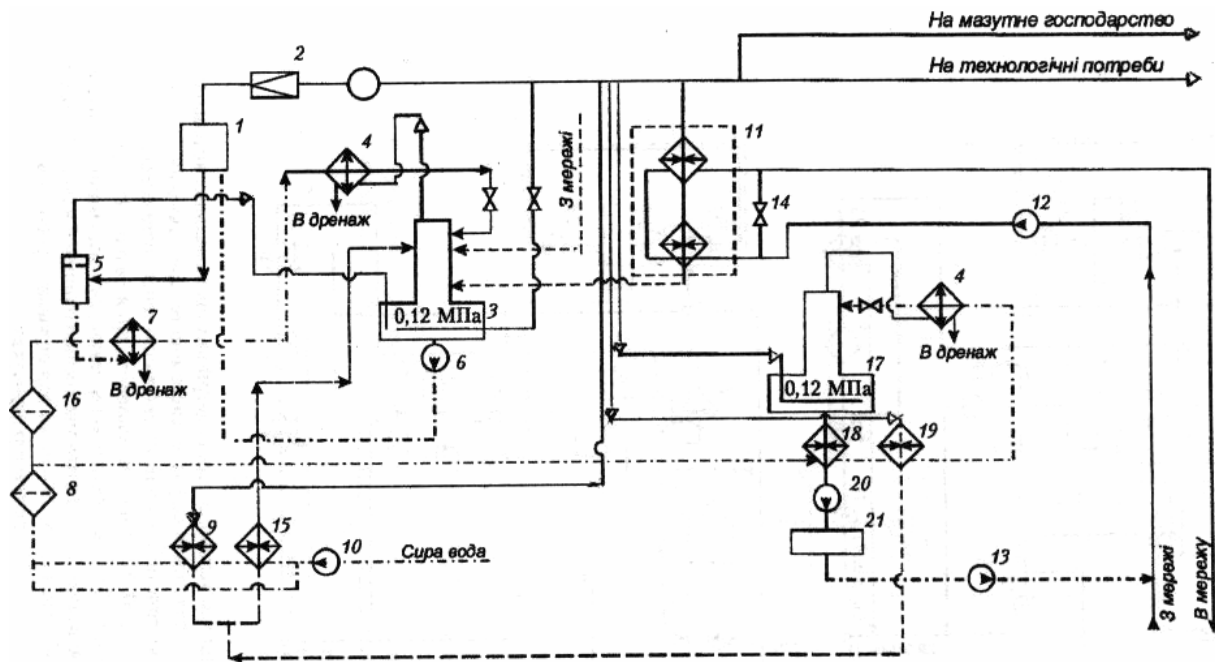


Рис. 6.9. Принципова теплова схема парової промислово-опалювальної котельні для відкритої системи тепlopостачання:

1–14 – такі самі елементи, що й на рис. 6.4; 15 – охолодник конденсату підігрівника сирої води; 16 – другий ступінь хімічної очистки води; 17 – деаератор води для підживлення; 18 – охолодник деаерованої води; 19 – підігрівник хімічно очищеної води; 20 – перекачувальний насос; 21 – бак-акумулятор

3. У зв'язку з нерівномірністю споживання води на ГВП (пікові водорозбори в ранкові та вечірні години і практична відсутність водорозбору в нічні години) та забезпечення роботи водопідготовки в оптимальному режимі в схемі передбачені баки-акумулятори підживлюваної води. Якщо водорозбір на ГВП мінімальний, то вода з деаератора частково надходить на підживлення теплової мережі і частково – на зарядку баків-акумуляторів. В години пік вода на підживлення теплової мережі буде забиратися, в основному, з баків – акумуляторів.

В схемі, що розглядається, є два ступеня хімводопідготовки. Після першого ступеня ХВП 8 хімочищена вода через систему обладнання надходить в деаератор підживлюваної води 17 і надалі – на підживлення

теплової мережі. Після другого ступеня ХВП 16 хімоочищена вода надходить на деаератор живильної води 3 і надалі – на живлення парових котлів.

Також встановлено два деаератори: деаератор живильної води 3 та деаератор підживлювальної води 17. Обидва деаератори – атмосферного типу.

В схемі встановлений охолодник підживлювальної води 18, в якому підживлювальна вода охолоджується до температури  $t_{\text{підж}} = 70^\circ\text{C}$  (це є розрахункова температура води в системі ГВП при відкритій системі теплопостачання) – див рис. 6.10.

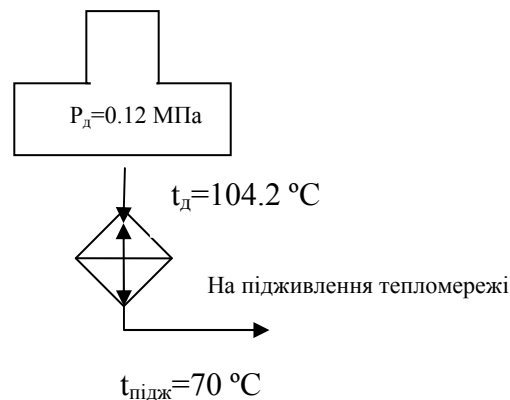


Рис. 6.10. Потік води на охолодник підживлювальної води

Одночасно в охолоднику деаерованої води підігривається хімоочищена вода перед деаератором 17, яка після нього надходить на пароводяний підігрівник 19, де нагрівається до температури  $94^\circ\text{C}$ , що призводить до зменшення витрати апарату на деаератор.

В схемі передбачено бак-акумулятор підживлювальної води 21, про який мова йшла вище.

В схемі, що розглядається, підігривальна установка сирогої води виконана з двох теплообмінників: теплообмінник 9 є пароводяним підігривачем, а

теплообмінник 15 – охолодником конденсату цього підігрівника. Наявність охолодника конденсату обумовлена збільшеними витратами пари і, відповідно, конденсату на підігрів сирі води порівняно з закритою системою тепlopостачання. Якщо конденсат не охолоджувати, то при подачі його на деаератор з температурою насичення можливо порушення режиму роботи деаератора.

### 6.3.2. Водогрійні котельні

Водогрійні котельні є опалювальними, вони покривають навантаження на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання.

#### *а) Опалювальна водогрійна котельня для закритої системи тепlopостачання(див. рис.6.11)*

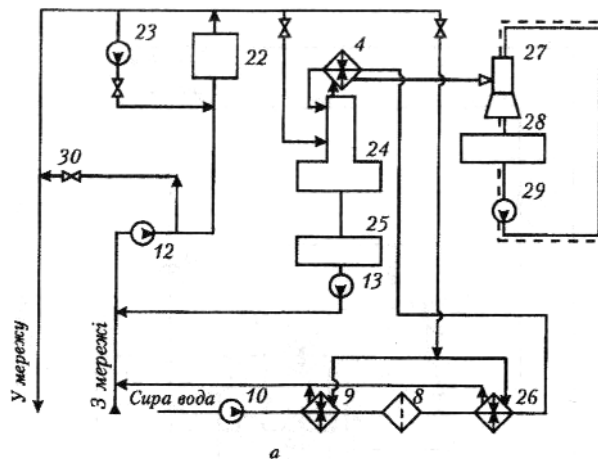


Рис. 6.11. Принципова тепла схема водогрійної опалювальної котельні для закритої системи тепlopостачання:

4, 8, 9, 10, 12, 13, 20, 21 – такі самі елементи, що й на рис. 6.4, 6.9; 22 – водогрійний котел; 23 – рециркуляційний насос; 24 – вакуумний деаератор; 25 – бак з деаерованою водою; 26 – підігрівник хімічно очищеної води; 27 – ежектор; 28 – бак з робочою водою; 29 – насос для подавання робочої води; 30 – регулятор перепуску

Вода з теплової мережі від споживачів з систем опалення, вентиляції, ГВП з температурою  $t_2$  насосом мережевої води 12 подається на

водогрійний котел 22, де нагрівається до необхідної температури (в залежності від температурного графіка теплової мережі) і надалі – в теплову мережу.

Для запобігання кипіння води в водогрійному котлі необхідно забезпечити тиск води, який був би більший за тиск насичення при розрахунковій температурі води на виході з котла.

При роботі водогрійних котлів, а також і економайзерів парових котлів, можлива конденсація водяної пари, яка міститься у димових газах (див. рис. 6.12, 6.13).

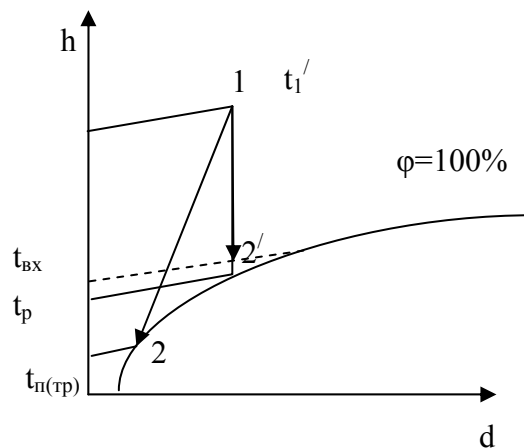


Рис. 6.12. Процес охолодження димових газів

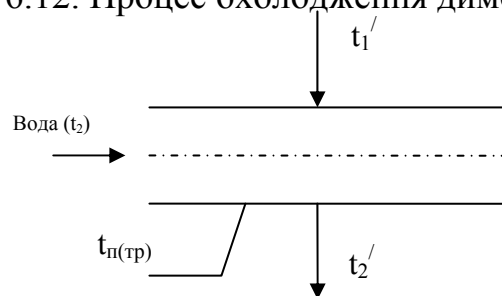


Рис. 6.13. Температури димових газів, води та поверхні труб

*Позначення до рис. 6.12, 6.13:* В точці 1 показаний початковий стан димових газів (температура  $t_1'$ ), в точці 2 – кінцевий стан димових газів (температура  $t_2'$ );  $t_p$  – температура точки роси димових газів; температура води в поворотній тепловій мережі  $t_2$ ;  $t_{п(тр)}$  – температура поверхні труб на виході димових газів.

Якщо температура поверхні труб на виході димових газів  $t_{п(тр)}$ , яка визначається температурою води на вході в котел  $t_2$ , менша за температуру точки роси димових газів  $t_p$ , то з димових газів на виході з котла будуть конденсуватися водяні пари  $H_2O$ . Останні будуть сполучуватися з оксидами сірки  $SO_x$ , при наявності їх в димових газах, що спричинить кислотну корозію поверхонь труб котла.

Для попередження корозії необхідно забезпечити температуру води на вході в котел  $t_{вх} > t_{p(д.г.)}$ .

Рекомендації стосовно підтримання температури води на вході в котел  $t_{вх}$ :

- не менше як  $60^\circ C$  при спалюванні природного газу;
- не менше як  $70^\circ C$  при спалюванні малосірчаного мазуту;
- не менше як  $110^\circ C$  при спалюванні високосірчаного мазуту.

Для забезпечення вказаних вище температур води на вході в водогрійний котел передбачений рециркуляційний контур ( див. рис. 6.14), в якому частина води після котла з розрахунковою температурою  $t_{вих}$  (наприклад,  $150^\circ C$ , або  $130^\circ C$ , і т. ін.) подається на вхід в котел. Витрата води на рециркуляцію  $G_{рец}$  визначається розрахунком з рівняння теплового балансу рециркуляційного вузла.

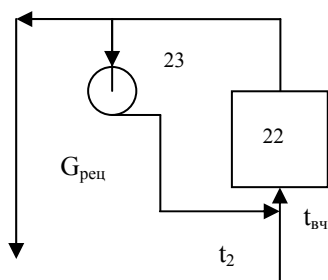


Рис. 6.14. Рециркуляційний контур

Температура води в подавальній лінії теплової мережі  $t_1$  залежить від температури навколишнього повітря  $t_n$ . Якщо величина  $t_n$  підвищується, то необхідно знижувати величину  $t_1$  і навпаки.

Для регулювання температури води в тепловій мережі в котельні встановлений регулятор перепуску (див. рис. 6.15), який частину поворотної води витратою  $G_{\text{пер}}$  з температурою  $t_2$  подає в теплову мережу на підмішування з водою, що надходить в теплову мережу з водогрійного котла з температурою  $t_{\text{вих}}$ .

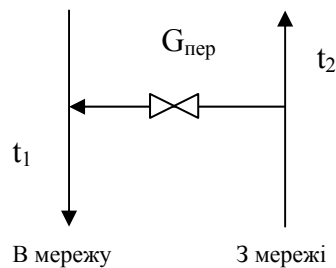


Рис. 6.15. Вузол перепуску

Витікання води в тепловій мережі компенсуються наступним чином.

Сира вода нагрівається у водоводяному теплообміннику 9 до температури  $t_9'' = 25 - 35 \text{ }^\circ\text{C}$  і надходить надалі на ХВО, де здійснюється пом'якшення води та зниження її лужності. Пом'якшена вода після ХВО підігрівається в водоводяному теплообміннику 26 до температури  $t_{26}'' = 60 \text{ }^\circ\text{C}$  (див. рис. 6.16) і подається в вакуумний деаератор 24.

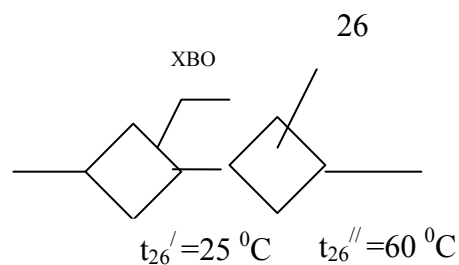


Рис. 6.16. Нагрівання хімоочищеної води

На відміну від теплових схем парових котельень в тепловій схемі водогрійної котельні використовуються деаератори вакуумні, в яких тиск менше за атмосферний (див. рис. 6.17).

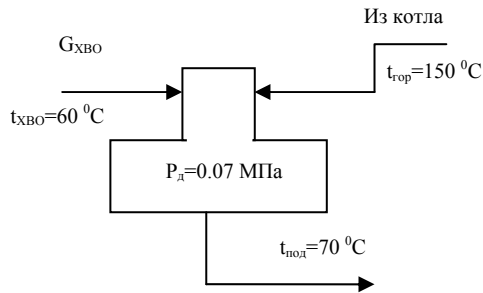


Рис. 6.17. Поток в вакуумному деаераторі

Вакуум в деаераторі складає  $P_d = 0,07 \text{ МПа}$ , тоді абсолютний тиск в деаераторі складає  $P_{d(\text{абс})} = 0,1 - 0,07 = 0,03 \text{ МПа}$ , що відповідає температурі насичення (кипіння води в деаераторі)  $t_d = 70 \text{ °C}$ .

Для створення вакуума в деаераторі використовується водоструминний ежектор 27. Насос 29 з великою швидкістю прокачує воду через ежектор, в результаті у його всмоктувальному патрубку створюється вакуум. Така ж величина вакууму буде і в деаераторі 24. В установці для створення вакууму використаний також і бак робочої води 28.

З температурою  $70 \text{ °C}$  деаерована вода надходить на підживлення теплової мережі (переміщується насосом підживлювальної води 13).

Для обігріву деаератора використовується гаряча вода з водогрійного котла.

***б) Опалювальна водогрійна котельня для відкритої системи теплопостачання (див. рис. 6.18)***

У цій схемі ті ж самі елементи, що й були в тепловій схемі для закритої системи теплопостачання, але є особливості, які притаманні відкритим системам теплопостачання. Це, наприклад, збільшена продуктивність водопідготовки; підвищені вимоги до якості підживлювальної води; наявність бака-акумулятора для згладжування нерівномірності споживання води системами ГВП і т. ін.

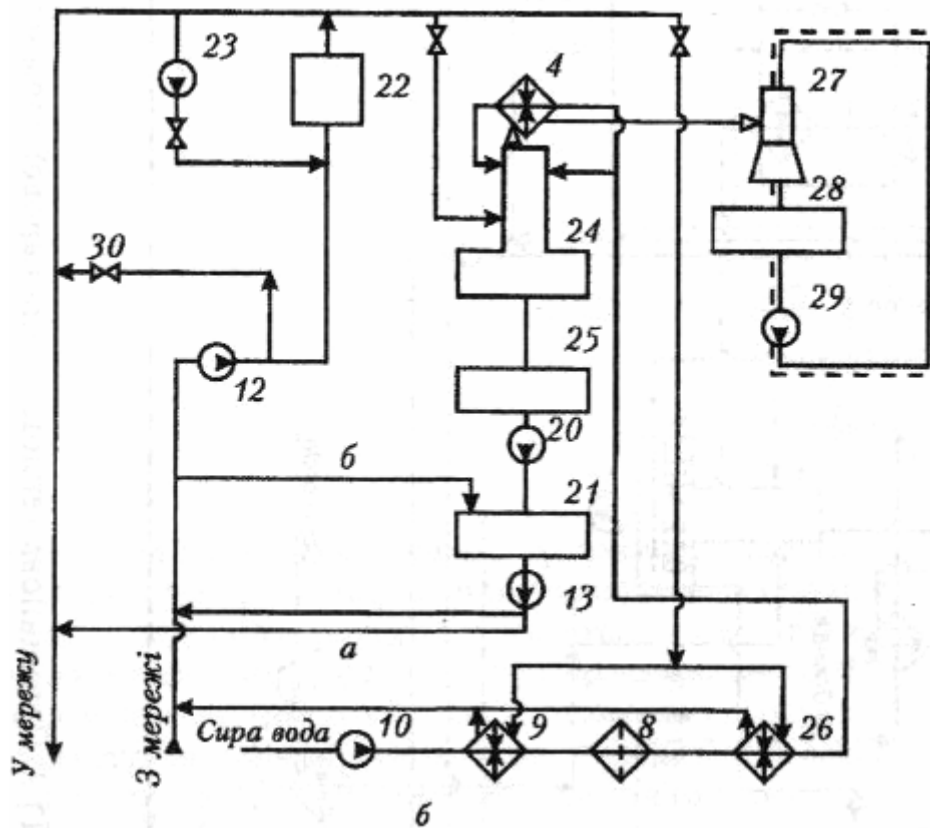


Рис. 6.18. Принципова тепла схема опалювальної водогрійної котельні для відкритої системи теплопостачання: 4, 8, 9, 10, 12, 13, 20, 21 – такі самі елементи, що й на рис. 6.4, 6.9; 22 – водогрійний котел; 23 – рециркуляційний насос; 24 – вакуумний деаератор; 25 – бак з деаерованою водою; 26 – підігрівник хімічно очищеної води; 27 – ежектор; 28 – бак з робочою водою; 29 – насос для подавання робочої води; 30 – регулятор перепуску

### 6.3.3. Пароводогрійні котельні

Пароводогрійні котельні є промислово-опалювальними і забезпечують технологічне навантаження паром, а опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання- гарячою водою.

#### *а). Принципова схема промислово-опалювальної пароводогрійної котельні для закритої системи теплопостачання (див. рис.6.19)*

Парова частина цієї схеми відповідає паровій промислово-опалювальній котельні (див. рис. 6.4) з додатковим установленням другого ступеня

хімічної очистки води 16, а водогрійна частина – принциповій тепловій схемі водогрійної опалювальної котельні для закритої системи теплопостачання (див. рис. 6.9). На відміну від останньої тут встановлений атмосферний деаератор води для підживлення 17 замість вакуумного, для нагрівання деаерованої води в якому використовується пара після РОУ 2. Деаерована вода охолоджується до температури 70 °С в теплообміннику 18 і насосом 13 подається на підживлення теплової мережі.

У розглянутій схемі водонагрівальна установка 11 служить для забезпечення гарячого водопостачання у літній період, вона обігривається паром після РОУ. Сезонне опалювально- вентиляційне навантаження котельні, а також навантаження на ГВП в зимовий період покривається водогрійним котлом, який в літній період не працює.

***б). Принципова схема промислово-опалювальної пароводогрійної котельні для відкритої системи теплопостачання (див. рис.6.20)***

На відміну від схеми 6.19 (закрита система теплопостачання) тут відсутня водонагрівальна установка, підігрівник сирової води є водо-водяним (гріючий теплоносій – гаряча вода, що надходить з водогрійного котла, після віддавання теплоти в теплообміннику подається в поворотну лінію теплової мережі), додатково встановлюється бак-акумулятор для деаерованої води 21 та водо – водяний підігрівник хімічно очищеної води 19 перед деаератором 17 (гріючим теплоносієм для теплообмінника 19 служить гаряча вода, що подається з водогрійного котла, яка після охолодження в ньому спрямовується в поворотну лінію теплової мережі).

Парові котли покривають цілорічне парове навантаження на технологію, а також, при необхідності, відпускають пару на мазутне господарство.

Навантаження на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання в холодний період року покривається від водогрійних котлів.

Навантаження на ГВП в літній період також покривається, в основному, від одного водогрійного котла, решта встановлених водогрійних котлів у літній період не працюють.

#### **6.4. Методика розрахунку теплових схем котелень**

Після складання принципіальної теплової схеми котельні виконується її тепловий розрахунок, завданнями якого є визначення витрат теплоносіїв за всіма потоками та параметрів теплоносіїв в вузлових точках схеми.

За результатами теплового розрахунку теплової схеми здійснюється вибір основного та допоміжного обладнання котельні.

Перед розрахунком теплової схеми складаються вихідні дані.

Завдання вихідних даних та наступний розрахунок теплової схеми здійснюються для п'яти характерних режимів для промислово-опалювальних та опалювальних котелень:

I – максимально-зимовий при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалення  $t_{p.o}$ ;

II – при середній температурі найбільш холодного місяця  $t_{cp.x.m}$ ;

III – при середній температурі навколишнього повітря за опалювальний період  $t_{cp.o}$ ;

IV – при температурі навколишнього повітря в точці зламу температурного графіка теплової мережі  $t_{н.зл}$ ;

V – літній.

Якщо у споживачів відсутнє навантаження на гаряче водопостачання, то режим IV замінюється режимом в кінці опалювального періоду ( $t_n = 8^\circ \text{C}$ ).

Для опалювальної котельні при наявності тільки опалювально-

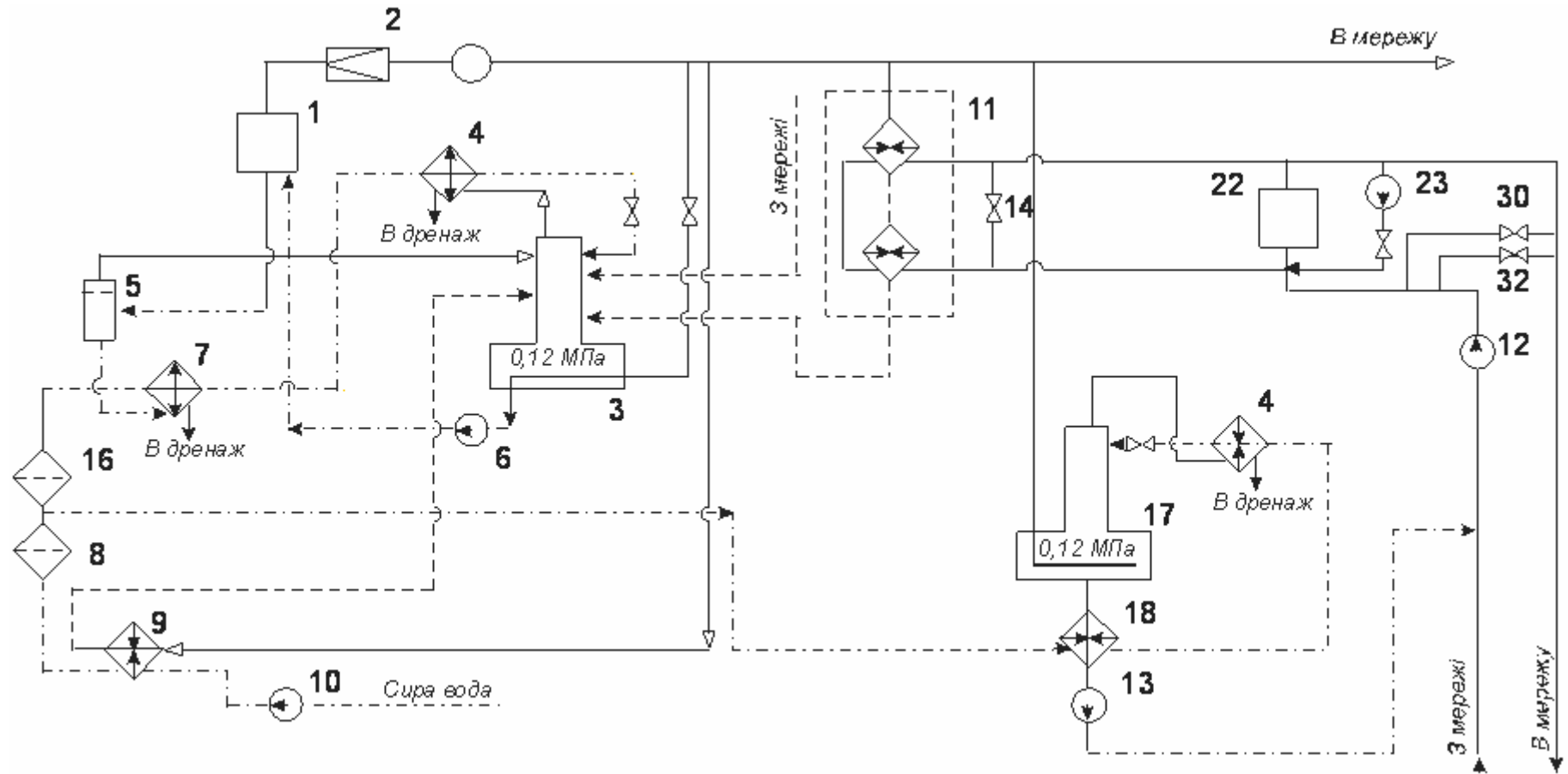


Рис. 6.19. Принципова теплова схема пароводогрійної промислово-опалювальної котельні для закритої системи тепlopостачання:

1 ... 14 – ті самі елементи, що й на рис. 6.4; 16 ... 18 – ті самі елементи, що й на рис. 6.9; 22, 23, 30 – ті самі елементи, що й на рис. 6.11; 31 – нерегульований перепуск

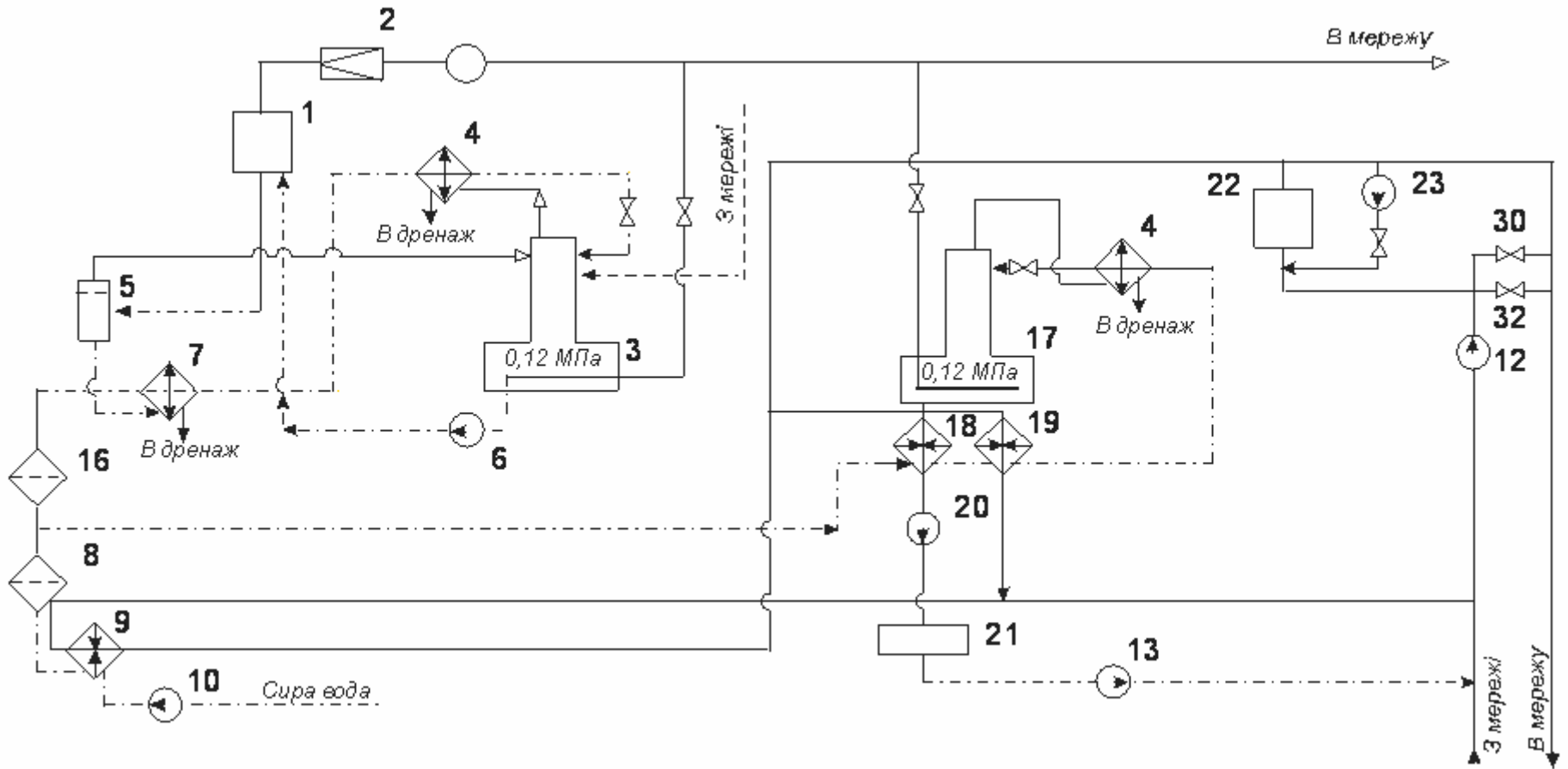


Рис. 6.20. Принципова тепла схема промислово-опалювальної пароводогрійної котельні для відкритої системи теплопостачання:

позиційні позначення елементів ті самі, що й на рис. 6.4, 6.9, 6.11, 6.19.

вентиляційного навантаження виключається літній режим (котельні у літній період не працює).

Промислова котельня розраховується для максимально-зимового режиму(I), режиму при середній температурі найбільш холодного місяця (II) та літнього (V).

За результатами розрахунку режиму I здійснюється вибір встановленої кількості котлів.

За результатами розрахунку режиму II вибирається одинична потужність встановлених котлів, вирішується питання про встановлення резервних котлів. У цьому випадку при виході з ладу одного котла (найбільшого за продуктивністю), решта повинні забезпечити відпуск теплоти на технологію, опалення, вентиляцію, гаряче водопостачання при температурі зовнішнього повітря при середній температурі найбільш холодного місяця в необхідній кількості.

За результатами розрахунку III режиму визначають техніко-економічні показники та витрату теплоти на власні потреби котельні.

Вказані вище вихідні дані наводяться у вигляді табл. 6.1.

Розрахунки теплової схеми проводиться на основі складання рівнянь матеріального та теплового балансу, наприклад:

- Температури води в подавальній  $t_{\text{под}}$  та поворотній  $t_{\text{пов}}$  лініях теплової мережі будуть залежати від температури зовнішнього повітря для кожного режиму. Ці температури визначаються за допомогою графіка, точних. Або наближених формул. На рис. 6.21 наведені залежності зміни температур води в подавальній та поворотній мережі в залежності від температури зовнішнього повітря для температурного графіка  $t_{\text{ііа}}^{\delta} / t_{\text{ііа}}^{\delta} = 150/70, ^{\circ}\text{C}$ .

Таблиця 6.1. Приклад складання вихідних даних

Найменування величини	Позначення	Одиниця	Розрахункові режими					Примітка
			I	II	III	IV	V	
1. Температура навколишнього повітря	$t_n$	$^{\circ}\text{C}$	$t_{p.o}$	$t_{cp.x.m}$	$t_{cp.o}$	$t_{n.zl}$	-	За кліматологічними даними
2. Витрати теплоти на опалення та вентиляцію	$Q_{ov}$	МВт	+	-	-	-	-	З розрахунку теплових навантажень
3. Витрата пари на технологію	$D_T$	кг/с	+	+	+	+	+	З вихідних даних

і т.ін.

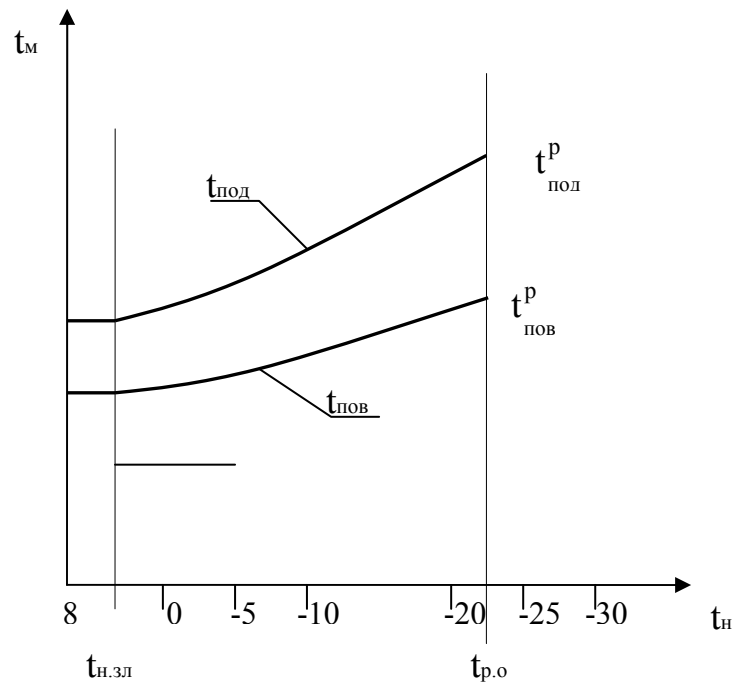


Рис. 6.21. Залежності температур мережевої води від температури навколишнього повітря  $t_n$

Наближені формули для розрахунку температури мережевої води мають вигляд лінійних залежностей

$$t_{\text{под}} = t_{\text{в}} + (t_{\text{ііа}}^{\delta} - t_{\text{в}}) \varphi; \quad (6.1)$$

$$t_{\text{пов}} = t_{\text{в}} + (t_{\text{ііа}}^{\delta} - t_{\text{в}}) \varphi, \quad (6.2)$$

де  $t_{\text{в}}$  – температура внутрішнього повітря, наприклад, для житлових будівель беруть  $20^{\circ}\text{C}$ ;  $\varphi$  – відносне опалювальне навантаження.

$$\varphi = (t_{\text{в}} - t_{\text{ні}}) / (t_{\text{в}} - t_{\text{р.о}}), \quad (6.3)$$

де  $t_{\text{ні}}$  – поточна температура зовнішнього повітря,  $^{\circ}\text{C}$ .

Температура навколишнього повітря в точці зламу температурного графіка теплової мережі,  $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{н.зл}} = t_{\text{в}} - 0,354 (t_{\text{в}} - t_{\text{р.о}}) \quad (6.4)$$

• Витрата мережевої води на виході з котельні на опалення та вентиляцію, кг/с

$$G_{\text{под}} = Q_{\text{ов}} 10^3 / c_{\text{в}} (t_{\text{под}} - t_{\text{пов}}), \quad (6.5)$$

де  $c_{\text{в}}$  – теплоємність води, кДж / (кг·К), яку можна брати як 4,19 кДж / (кг·К) і т. ін.

Детальні методики розрахунку розглянутих принципів теплових схем котелень наведені у навчальному посібнику «Джерела теплопостачання та споживачі теплоти».

*Завдання студентам на самостійну роботу:*

*Скласти та розв'язати рівняння теплових балансів окремих вузлів теплових схем котелень.*

*А. Парові котельні (або парова частина пароводогрійних котелень)*

*1. Атмосферний деаератор*

*Задано:*

- масова витрата хімічно очищеної води  $G_{\text{хво}}$ , кг/с, та її температура  $t_{\text{хво}}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ;

- масові витрати конденсату та їх температури відповідно  $G_{\text{к1}}$ , кг/с,  $t_{\text{к1}}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $G_{\text{к2}}$ , кг/с,  $t_{\text{к2}}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ;

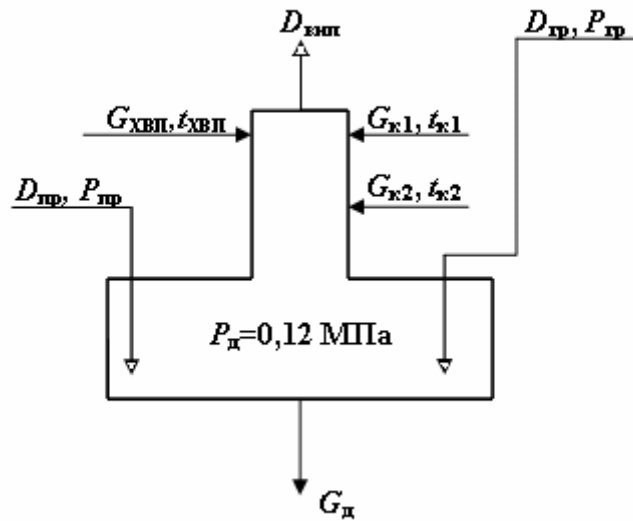


Рис. 6.22. Схема потоків в атмосферному деаераторі

- масова витрата пари з сепаратора безперервного продування  $D_{\text{гр}}$ , кг/с;
- масова витрата випару з деаератора  $D_{\text{вип}}$ , кг/с;
- тиск гріючої пари  $P_{\text{гр}}$ , МПа.

*Відомо:*

- абсолютний тиск пари, що надходить з сепаратора безперервного продування  $P_{\text{пр}}$ , МПа;
- абсолютний тиск в атмосферному деаераторі  $P_{\text{д}}$ , МПа.

*Визначити:*

1. Скласти рівняння теплового балансу для потоків, що надходять в деаератор, окрім гріючої пари і визначити середньозважену температуру потоків на вході в деаератор  $t_{\text{ср.зв}}$ , °С;
2. Скласти нове рівняння теплового балансу з урахуванням визначеної температури  $t_{\text{ср.зв}}$  та потоків води і пари, визначити витрату гріючої пари на деаератор  $D_{\text{гр}}$ , кг/с.

## 2. Редуційна охолодна установка (РОУ)

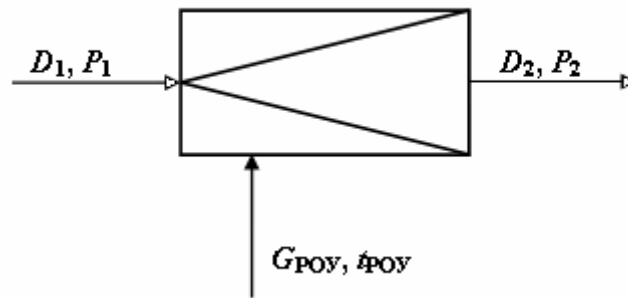


Рис. 6.23. Схема потоків в РОУ

*Задано:*

- масова витрата пари на вході та тиск цієї пари відповідно  $D_1$ , кг/с,  $P_1$ , МПа;

- тиск пари після РОУ  $P_2$ , МПа;

- температура води, що вприскується в пароохолодник РОУ  $t_{\text{РОУ}}$ , °С.

*Визначити:*

- масову витрату води, що вприскується в пароохолодник РОУ  $G_{\text{РОУ}}$ , кг/с.

## 3. Сепаратор безперервного продування

*Задано:*

- паропроодуктивність котлів  $D_k$ , кг/с, та тиск пари в паровому котлі  $P_1$ , МПа;

- відсоток продувки з котла  $p_{\text{пр}}$ , % .

*Відомо:*

- абсолютний тиск пари в сепараторі безперервного продування  $P_{\text{пр}}$ , МПа.

*Визначити:*

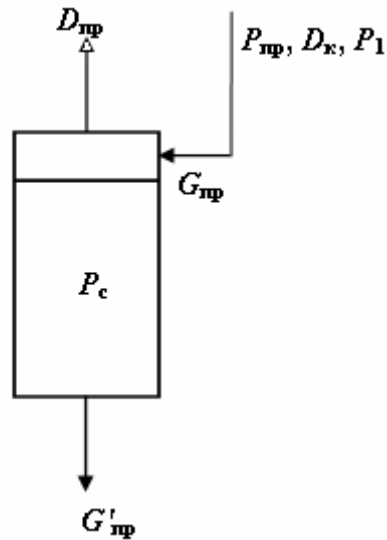


Рис. 6.24. Схема потоків в сепараторі безперервного продування

- масову витрати продувальної води на вході в сепаратор  $G_{np}$ , кг/с;
- масову витрату пари на виході з сепаратора  $D_{np}$ , кг/с;
- масову витрату води на виході з сепаратора  $G'_{np}$ , кг/с.

4. Пароводяний підігрівник водопідігрівальної установки (ВПУ)

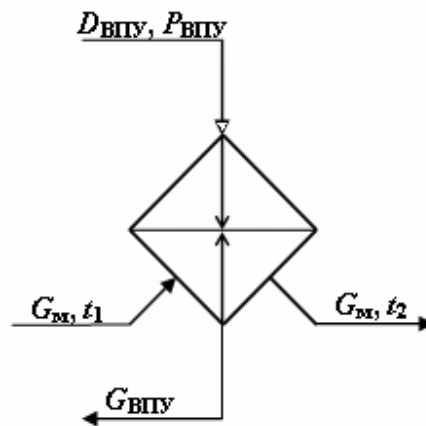


Рис. 6.25. Схема потоків в пароводяному підігрівнику

Задано:

- абсолютний тиск пари, що надходить на ВПУ  $P_{ВПУ}$ , МПа;
- масова витрата мережевої води, що нагрівається у ВПУ  $G_{м}$ , кг/с;

- температури води на вході та на виході , °С, відповідно  $t_1$  та  $t_2$ .

*Визначити:*

- масову витрати пари на ВПУ  $D_{ВПУ}$  , кг/с;

- теоретично необхідну площу поверхні нагрівання  $F_T$  ,  $m^2$  , якщо задані коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_1$  та  $\alpha_2$  ,  $Вт/(m^2 \cdot K)$  , а термічним опором теплопровідності матеріалу стінки ( $\delta_{ст} / \lambda_{ст}$ ) можна знехтувати.

### 5. Охолодник конденсату ВПУ

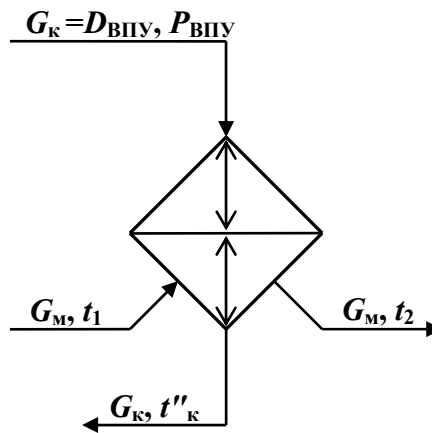


Рис. 6.26. Схема потоків в охолоднику конденсату

*Задано:*

- масова витрата мережевої води, що нагрівається в охолоднику  $G_M$  , кг/с;

- температура води на вході  $t_1$  , °С;

- масова витрата пари, яка надходила на пароводяний підігрівач  $D_{ВПУ}$  , кг/с, та тиск цієї пари  $P_{ВПУ}$  , МПа;

- температура конденсату на виході з охолодника  $t''_K$  , °С.

*Визначити:*

- температуру мережевої води на виході з охолодника  $t_2$  , °С;

- теоретично необхідну площу поверхні нагрівання  $F_T$ ,  $m^2$ , якщо задані коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_1$  та  $\alpha_2$ ,  $Вт/(m^2 \cdot K)$ , а термічним опором теплопровідності матеріалу стінки ( $\delta_{ст} / \lambda_{ст}$ ) можна знехтувати.

*Б. Водогрійнікотельні(або водогрійна частина пароводогрійних котелень)*

*6. Рециркуляційний вузол*

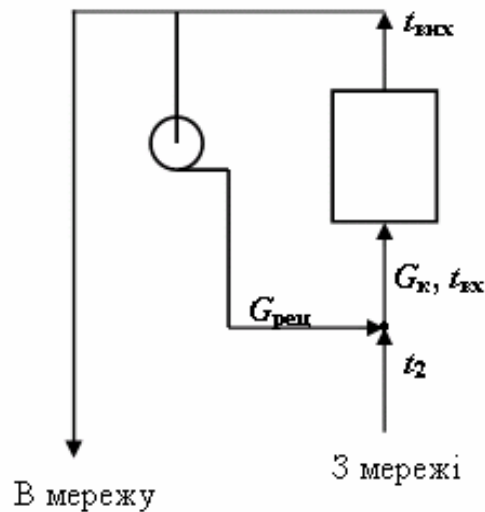


Рис. 6.27. Схема рециркуляційного контура

*Задано:*

- масова витрата води на вході в котел  $G_k$ , кг/с;
- температури води, °С: в поворотній лінії теплової мережі  $t_2$ , на вході в водогрійний котел  $t_{вх}$ , на виході з водогрійного котла  $t_{вих}$ .

*Визначити:*

- масову витрату води на рециркуляцію  $G_{рец}$ , кг/с.

*7. Вузол перепуску*

*Задано:*

- масова витрата води в подавальній лінії теплової мережі  $G_{пр}$ , кг/с;
- температури води, °С: в поворотній лінії теплової мережі  $t_2$ , на виході з

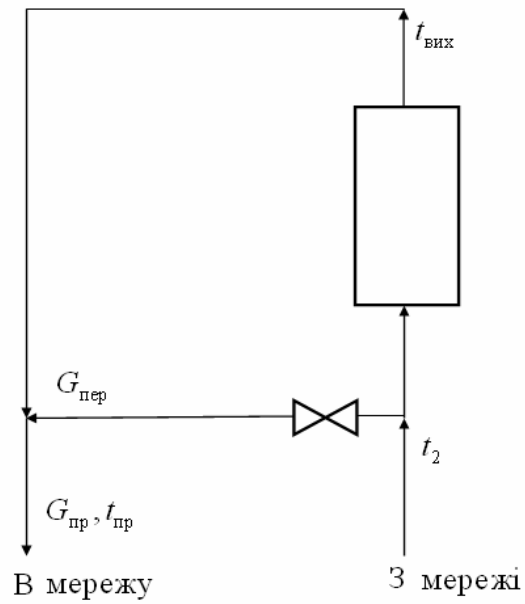


Рис. 6.28. Схема вузла перепуску

водогрійного котла  $t_{\text{вих}}$ , в подавальній лінії теплової мережі  $t_{\text{пр}}$ .

*Визначити:*

- масову витрату води на перепуск  $G_{\text{пер}}$ , кг/с.

8. Водоводяний теплообмінник

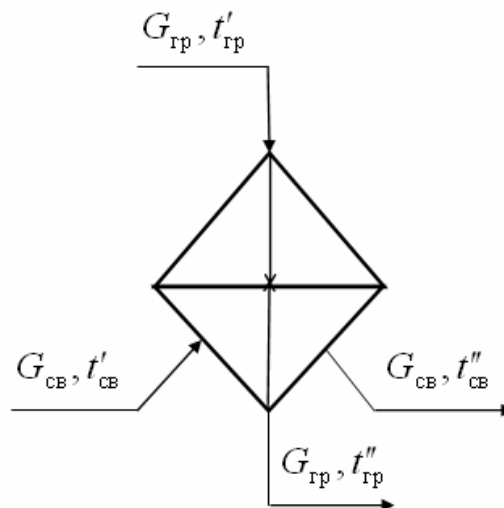


Рис. 6.29. Схема потоків у водоводяному теплообміннику

*Задано:*

- масова витрата сирій води, що нагрівається у теплообміннику  $G_{c.v}$ , кг/с;

- температури води, що нагрівається, на вході та на виході, °С, відповідно  $t_{c.v}^I$  та  $t_{c.v}^{II}$ .

- температури нагрівальної води на вході та на виході, °С, відповідно  $t_{гр}^I$  та  $t_{гр}^{II}$ .

*Визначити:*

- масову витрату нагрівальної води на теплообмінник  $G_{гр}$ , кг/с;

- теоретично необхідну площу поверхні нагрівання  $F_T$ , м<sup>2</sup>, якщо задані коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_1$  та  $\alpha_2$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), а термічним опором теплопровідності матеріалу стінки ( $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$ ) можна знехтувати.

### 9. Вакуумний деаератор

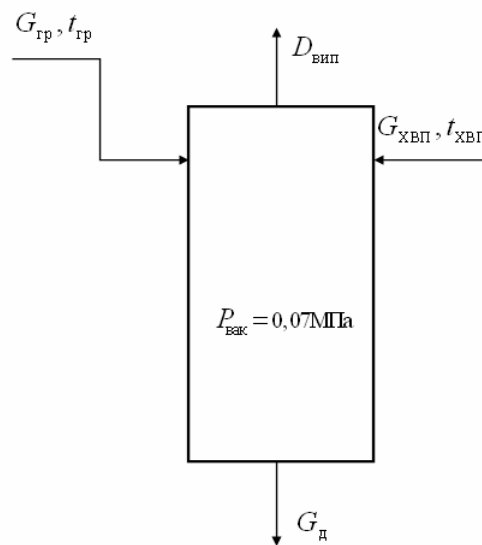


Рис. 6.30. Схема потоків у вакуумному деаераторі

*Задано:*

- масову витрату хімічно очищеної води  $G_{хво}$ , кг/с, та її температуру на

вході в деаератор  $t_{\text{хво}}$ , °С;

- температуру нагрівальної води, яка надходить на деаератор  $t_{\text{гр}}$ , °С;

- випар з деаератора,  $D_{\text{вип}}$ , кг/с.

*Відомо:*

- величина вакууму в деаераторі  $P_{\text{вак}}$ , МПа.

*Визначити:*

- масову витрату нагрівальної води на вакуумний деаератор  $G_{\text{гр}}$ , кг/с.

## **6.5. Розрахунки та вибір основного і допоміжного обладнання котельнь**

### **6.5.1. Вибір типу, кількості та потужності котлів**

В котельнях систем централізованого теплопостачання встановлюються парові котли з природною циркуляцією з перегрівом пари або без перегріву пари; водогрійні прямооточні з вимушеною однократною циркуляцією; а також, і парові, і водогрійні котли одночасно.

#### *Характеристики котлів*

*Парові котли* – за паропродуктивністю та тиском пари поділяються на наступні групи:

*За паропродуктивністю* – малої ( $D$  до 25 т/год), середньої ( $D$  від 35 до 75 т/год), великої – ( $D = 100$  і 160 т/год).

*За тиском  $P$*  – 0,9; 1,4; 2,4 МПа – низького тиску; 4,0 МПа – середнього тиску.

а). *Котли малої продуктивності:* в працюючих котельнях можна зустріти парові котли типу ДКВр (двобарабанні вертикальні водотрубні з природною циркуляцією) низького та середнього тиску, номінальною паропродуктивністю  $D = 4; 6,5; 10; 16; 25$  т/год.

В позначеннях котлів, наприклад, ДКВр- 6,5-13 (паропродуктивність  $D = 6,5$  т/год; надлишковий тиск пари  $P_{\text{над}} = 13$  кг/см<sup>2</sup>; пара – насичена), або ДКВр- 6,5-13-250 ( ті самі параметри, але пара перегріта з температурою

перегріву 250 °С).

Для нового проектування котелень або їх реконструкції використовується нова серія парових котлів:

КЕ – для шарового спалювання твердого палива;

ДЕ – газомазутні для роботи на врівноваженій тязі;

Е-ГМН газомазутні для роботи під наддувом.

Позначення, наприклад, ДЕ-10-14ГМ ( номінальна паропродуктивність  $D = 6,5$  т/год; абсолютний тиск пари  $P_{абс} = 14$  кг/см<sup>2</sup> ; пара – суха насичена; ГМ – паливо – газ, мазут), або КЕ-10-14С (ті самі параметри, але спалювання твердого палива в шарі – С). Ці котли випускаються Бійським котельним заводом (Росія).

Окрім цього ВАТ «ТЕКОМ» (Монастирище, Черкаської області) випускають парові котли типів Е-1-0,9; Е-1,6-0,9; Е-2,5-0,9; МЕ-4,0-1,4; МЕ-6,5-1,4; МЕ-10,0—1,4 (пара суха насичена; паливо – газ, мазут).

Також на ринку України можна зустріти багато марок парових котлів малої паропродуктивності імпортного виробництва.

б). *Котли середньої продуктивності* – випускаються газомазутні та пиловугільні.

Газомазутні – виконуються з П-подібною компоновкою поверхонь нагріву, можуть бути однобарабанні та двобарабанні. Однобарабанні котли, наприклад, типу БМ-35, розраховані на тиск пари  $P_{абс} = 4,0$  МПа, паропродуктивність яких складає 35 т/год; двобарабанні котли, наприклад, ГМ-50-14, розраховані на паропродуктивність 50 т/год і тиск пари  $P_{абс} = 1,4$  МПа.

Пиловугільні котли середньої продуктивності, наприклад, К-50-40/14, мають П-подібну компоновку, працюють з тиском пари 4,0 та 1,4 МПа.

Котли середньої паропродуктивності випускаються Белгородським заводом «Енергомаш» (Росія).

*Водогрійні котли* – виконуються безбарабанними з прямоточним рухом води, яка підігрівається в трубках, що розташовані на стінках топкової камери і конвективної шахти. Гідравлічний опір котла долається мережевими насосами, при цьому тиск в котлі повинен бути більше, ніж тиск насичення водяної пари при кінцевій температурі нагрітої води.

Водогрійні котли працюють на газі, мазуті і твердому паливі. Компоновка котлів – горизонтальна, П-подібна і баштового типу.

За теплопродуктивністю водогрійні котли випускаються:

- малої теплопродуктивності ( $Q$  до 10 Гкал/год);
- середньої ( $Q = 20$  і 30 Гкал/год);
- великої ( $Q = 50, 100$  і 180 Гкал/год).

а). Котли горизонтальної компоновки – КВ-ГМ (котел водогрійний, паливо – газ, мазут); КВ-ТС (котел водогрійний, паливо – тверде, спалюється в шарі). Позначення цих котлів, наприклад, КВ-ГМ-10 (10 – теплопродуктивність  $Q$  в Гкал/год).

б). Котли П – подібної компоновки – наприклад, КВ-ГМ; КВ-ТК (котел водогрійний, паливо - тверде, камерне спалювання).

в). Котли баштової компоновки – в наявних котельнях працюють на теплопродуктивність 50, 100, 180 Гкал/год. Працюють на газі і мазуті, конвективна поверхня в цих котлах розташована над топковою камерою. Котли працюють на природній тязі з індивідуальною димовою трубою. При практичному використанні баштових котлів рекомендовано використовувати газ як основне паливо, оскільки при роботі на мазуті внаслідок забруднення і корозії поверхонь нагріву, на природній тязі забезпечується не більше як 80 % номінальної теплопродуктивності.

### *Вибір котлів*

Тип котла залежить від вибраного виду і способу спалювання палива, виду і параметрів теплоносія.

Кількість та одинична потужність котлів залежить від розрахованої паро- або теплопродуктивності котельні. Для зменшення капітальних і експлуатаційних витрат доцільно вибирати однотипні котли з однаковою паро- або теплопродуктивністю.

За відомою продуктивністю котельні вибір кількості котлів можливо здійснити двома шляхами:

а) встановлюється велика кількість котлів невеликої потужності. При цьому, не дивлячись на те, що вихід з ладу одного котла не позначиться на теплопостачанні споживачів, вартість встановлення таких котлів та експлуатаційні витрати будуть більші, ніж при невеликій кількості котлів;

б) встановлюється невелика кількість котлів великої потужності. При цьому вихід з ладу одного котла може призвести до порушення теплопостачання споживачів паром, або гарячою водою.

Практичний вибір кількості котлів залежить від призначення котельні за надійністю теплопостачання споживачів, які поділяються на дві категорії:

*першу*, якщо від котельні живляться споживачі, порушення теплопостачання яких зв'язане з небезпекою для життя людей і значними втратами для народного господарства (якщо котельня є єдиним джерелом теплоти);

*другу*, до якої відносять всіх решту споживачів теплоти.

Для котелень другої категорії будь-якого типу встановлена кількість парових і водогрійних котлів вибирається за максимальним відпуском теплоти у вигляді пари і гарячої води:

*парові*, комплектів

$$N_{к.п} = 3,6 D_{сум} / D_{к.ном}; \quad (6.3 \text{ а})$$

*водогрійні*, комплектів

$$N_{к.в} = Q_{т} / Q_{к.ном} , \quad (6.3 \text{ б})$$

де  $D_{\text{сум}}$  – сумарне парове навантаження на котельню, яке отримане в розрахунку теплової схеми для максимально зимового режиму, кг/с;  $D_{\text{к.ном}}$  – номінальна паропроductивність одного парового котла, т/год;  $Q_{\text{т}}$  – сумарний відпуск теплоти водогрійними котлами, який отриманий при розрахунку теплової схеми котельні для максимально зимового режиму, МВт;  $Q_{\text{к.ном}}$  – номінальна теплопродуктивність одного водогрійного котла, МВт.

Отримані значення величин  $N_{\text{к.п}}$  і  $N_{\text{к.в}}$  заокруглюються до найбільших цілих чисел.

Для котелень, тепlopостачання від яких повинно бути безперервним (перша категорія) додатково до вибраних котлів встановлюється один резервний котлоагрегат кожного з типів.

Остаточний вибір типу та кількості котлів здійснюється за максимальним коефіцієнтом завантаження, %, наприклад, для парових котлів

$$K_{\text{зав}} = (3,6 D_{\text{сум}} / N_{\text{к.п}} D_{\text{к.ном}}) 100, \quad (6.4 \text{ а})$$

для водогрійних котлів

$$K_{\text{зав}} = (Q_{\text{т}} / N_{\text{к.в}} Q_{\text{к.ном}}) 100. \quad (6.4 \text{ б})$$

Кількість котлів будь-якого типу, що вибирається, повинна бути не менше двох і не більше п'яти, тобто  $5 \leq N_{\text{к.і}} \leq 2$ .

Оптимальна кількість встановлених котлів з урахуванням кінцевої продуктивності котельні рекомендується наступною:

- для парових і водогрійних котелень 3 ... 4;
- для пароводогрійних котелень 6 ... 8.

### **6.5.2. Вибір насосів**

В котельнях, в залежності від призначення, використовуються наступні види насосів:

- мережевої води;

- живильної води;
- підживлюваної води;
- рециркуляційні;
- конденсатні;
- сирій води;
- робочої води (для подачі води до ежекторів);
- для подачі розчину фосфата у водяний об'єм парового котла;
- насоси-дозатори (для перекачки розчинів реагентів і кислот).

Вибір насосів здійснюється за таблицями технічних характеристик в залежності від необхідної подачі та тиску (напору).

Насоси, що використовуються в котельних, можуть бути з електричним приводом, як правило, та з паровим приводом ( для котелень з паровими котлами як резервні). Відомо, що насоси з паровим приводом мають низький

ККД.

*Як приклад, розглянемо вибір насосів мережевої води*

Мережеві насоси використовуються для забезпечення циркуляції води в теплових мережах.

Подача мережевих насосов, м<sup>3</sup>/год, визначається за формулою

$$V_m = (G_m / \rho) 3600, \quad (6.5)$$

де  $G_m$  - витрата мережевої води, кг/с (максимальне значення, отримане в розрахунках теплової схеми котельні);  $\rho$  – густина води, кг/м<sup>3</sup> (можна брати як 1000 кг/м<sup>3</sup>).

Кількість насосів мережевої води

$$N_m = V_m / V_{ном}, \quad (6.6)$$

де  $V_{ном}$  – номінальна подача насоса, м<sup>3</sup>/год.

Кількість встановлених насосів повинна бути не менше двох, один з яких є резервним.

Тиск насосів мережевої води

$$H_M = 1,1\Delta P_M + \Delta P_{к.а} + \Delta P_{т.а} + \Delta P_{тр}, \quad (6.7)$$

де  $\Delta P_M$  – опір теплової мережі, МПа;  $\Delta P_{к.а}$  – опір водогрійного котла (для водогрійної або пароводогрійної котельні), МПа;  $\Delta P_{т.а}$  – опір теплообмінників водонагрівальної установки (для парової опалювальної або пароводогрійної котельні), МПа;  $\Delta P_{тр}$  – опір з'єднувальних трубопроводів усередині котельні, МПа.

При визначенні опору теплової мережі спочатку з рівняння суцільності (нарозривності) визначають внутрішній діаметр трубопроводів теплової мережі, м

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{G_i}{\rho_{\dot{a}} \omega_{\dot{a}}}}, \quad (6.8)$$

де  $\rho_{\dot{a}}$  – густина води, яку можна брати 1000 кг/м<sup>3</sup>;  $\omega_{\dot{a}}$  – швидкість води, м/с (її величиною задаються у межах 1 ... 3 м/с).

Отримане значення діаметра заокруглюють до найближчого стандартного ( $d_{ст}$ ), після чого уточнюють швидкість води, м/с.

$$\omega_{\dot{a}}^{\dot{a}} = 4G_i / \pi d_{\dot{a}}^2. \quad (6.9)$$

Опір теплової мережі, МПа, спрощено визначають за формулою

$$\Delta P_M = Rl(1 + \alpha) 10^{-6}, \quad (6.10)$$

де  $R$  – питомі втрати тиску на тертя, Па;  $l$  – довжина теплової мережі у двотрубному виконанні, м;  $\alpha$  – коефіцієнт місцевих опорів.

Питомі втрати тиску на тертя, Па, визначаються за формулою

$$R = n\lambda \frac{\rho(\omega_{\dot{a}}^{\dot{a}})^2}{2} \frac{1}{d_{\dot{a}}}, \quad (6.11)$$

де  $n$  – коефіцієнт шорсткості внутрішньої поверхні трубопроводу (для сталевих трубопроводів  $n = 1$ );  $\lambda$  – коефіцієнт опору тертя.

$$\lambda = 0,11 (K_{екв} / d_{ст} + 68 / Re)^{0,5}, \quad (6.12)$$

де  $K_{\text{екв}}$  – абсолютна шорсткість внутрішньої поверхні трубопроводу, мм (для сталевих трубопроводів беремо 0,1 мм, тоді в цій формулі величину  $d_{\text{ст}}$  необхідно підставити в мм);  $Re$  – число Рейнольдса.

$$Ra = \omega_a^4 d_{\text{но}} / \nu, \quad (6.13)$$

де  $\nu$  – кінематична в'язкість води,  $\text{м}^2 / \text{с}$ , береться за середньою температурою води в мережі.

Коефіцієнт місцевих опорів визначається спрощено за довідковими даними у залежності від діаметра трубопроводу, тобто  $\alpha = f(d_{\text{ст}})$ .

Величина  $\Delta P_{\text{к.а}}$  вибирається за довідковими таблицями у залежності від вибраного типу водогрійного котла.

Величина  $\Delta P_{\text{т.а}}$  визначається з гідравлічного розрахунку водонагрівальної установки.

Гідравлічним опором трубопроводів усередині котельні  $\Delta P_{\text{тр}}$  можна знехтувати.

Вибір насосів мережевої води для роботи здійснюється при сполученні характеристик насоса і теплової мережі в точці перетину вказаних кривих (див. рис. 6.31).

При виборі насосів для паралельної роботи на загальну теплову мережу необхідно будувати сумарну характеристику, яка отримується складанням витрат води кожним з насосів при однаковому вибраному тиску (див. рис. 6.32).

Сумарна характеристика насосів, як видно з рис. 6.32, відрізняється від характеристик кожного з насосів.

З рис. 6.32 також видно, що подача кожного з насосів при самостійній роботі ( $V_1'$  і  $V_2'$ ) більша, ніж при спільній роботі ( $V_1$  і  $V_2$ ).

Для регулювання подачі кожного з працюючих насосів використовують дроселювання тисків.

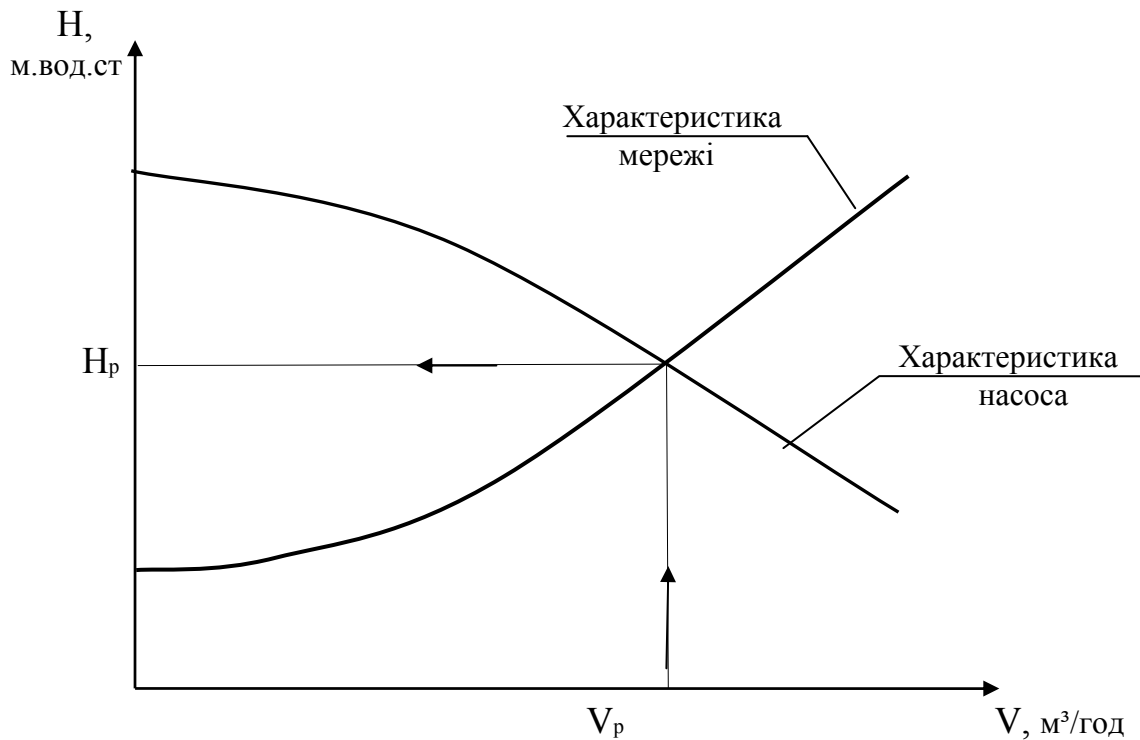


Рис. 6.31. Вибір насоса при сполученні характеристик

Насоси мережевої води рекомендується встановлювати однотипними, що призводить до покращення їх експлуатації та ремонтних робіт.

Як мережеві насоси можна за таблицями технічних характеристик вибирати відцентрові насоси типу СД, СЭ, Д, або К чи КМ. Серед імпортованих насосів рекомендовано використовувати насоси фірм Wilo чи Grundfoss.

### 6.5.3. Підготовка води в котельнях

Показниками якості живильної води парових котлів і підживлюваної води в системах теплопостачання є:

- прозорість, що являє собою вміст у воді змулених частинок, які легко видаляються при фільтруванні;
- сухий залишок – це є вміст мінеральних та органічних домішок після випаровування води;

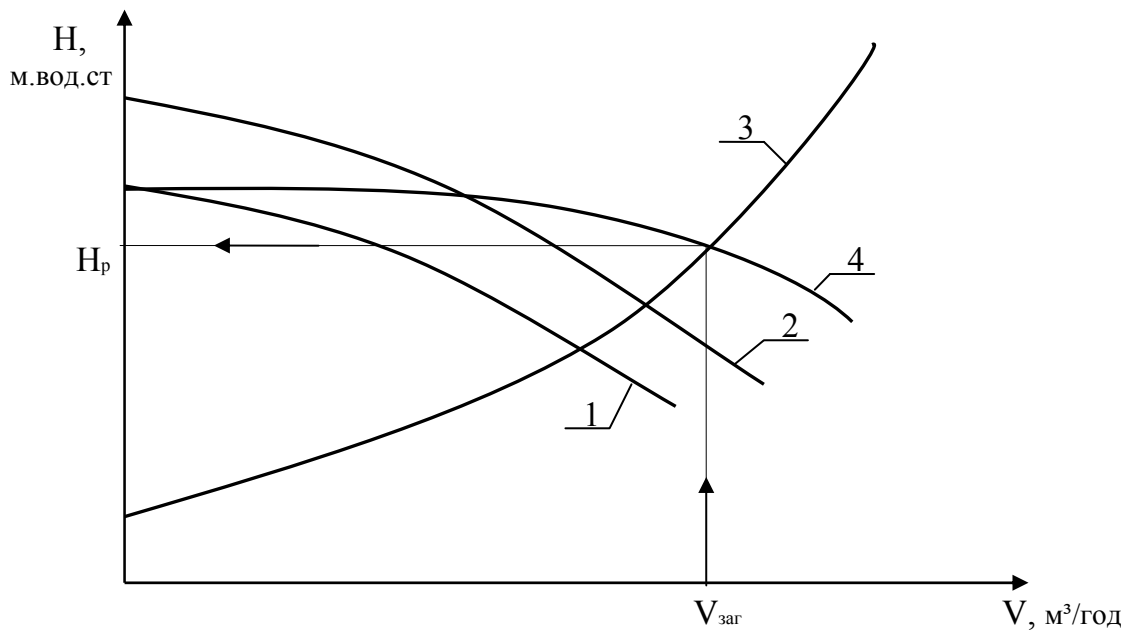


Рис. 6.32. Вибір насосів при спільній паралельній роботі:  
 1 – характеристика насоса 1; 2 – характеристика насоса 2; 3 –  
 характеристика мережі; 4 – сумарна характеристика обох насосів

- твердість (жорсткість) – являє вміст у воді солей кальцію  $Ca(HCO_3)_2$  та магнію  $Mg((HCO_3)_2)$ , наявність яких спричиняє накипеутворення на поверхнях нагріву;

- лужність – являє собою наявність у воді аніонів гідратів ( $OH$ ), карбонатів ( $CO_3$ ), бікарбонатів ( $HCO_3$ );

- вміст у воді агресивних газів  $O_2$  та  $CO_2$ .

Джерелами водопостачання в котельнях є поверхневі води річок, озер, штучних водосховищ, підземні води з артезіанських свердловин, міський водопровід.

Структурна схема водопостачання котельні наведена на рис. 6.33.

При використанні відкритих джерел водопостачання використовують спочатку фільтрування води, а потім – пом'якшення та деаерацію.

При заборі води зі свердловин або міського водопроводу вода зразу

потрапляє на пом'якшення та деаерацію.

*Фільтрування* води здійснюється:

- в одношарових механічних фільтрах (матеріал – антрацит) при вмісті змулених часток у воді до 50 мг/кг;

- в двошарових механічних фільтрах (матеріал – кварцевий пісок та антрацит) при вмісті змулених часток у воді до 100 мг/кг;

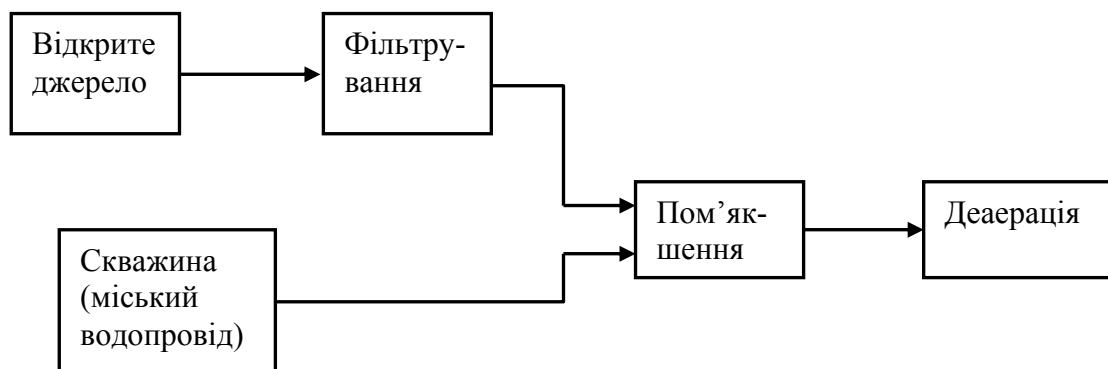


Рис. 6.33. Структурна схема водопостачання котельні

- освітлення з наступним фільтруванням через механічні фільтри при вмісті змулених часток у воді більше як 100 мг/кг;

- вапнування з коагуляцією з наступним освітленням або фільтруванням при окислюваності більше як 15 мг/кг кисню, концентрації заліза більше як 1 мг/кг і необхідності зниження лужності вихідної води.

Показники якості живильної води для парових котлів різних типів і тисків пари, а також підживлюваної води для теплових мереж наведені у довідковій літературі.

Для *пом'якшення* води та *зниження лужності* води можуть використовуватися наступні хімічні методи:

- натрій-катіонування;

- водород-катіонування

і т. ін.

Наприклад, при використанні натрій-катіонітових фільтрів іони кальцію та магнію замінюються на іони натрію, які не дають накипних утворень.

Теоретичні та практичні основи хімічних методів оброблення води розглядалися у відповідній дисципліні.

Окрім хімічних методів оброблення води в котельнях може бути використаний магнітний спосіб оброблення води. Цей метод заснований на дії на воду магнітного поля відповідної пружності та полярності у спеціальних протинакипних апаратах (див. рис. 6.34).

Нагрівання води, яка пройшла магнітну обробку, не дає накипних утворень. Солі твердості випадають у вигляді шламу в котловій воді. Шлам, який утворюється, необхідно постійно відводити з нижніх точок котла, щоби уникнути повторного накипеутворення.

Наведені вище способи оброблення води дозволяють знизити накипеутворення на поверхнях нагріву.

Для попередження внутрішньої кисневої корозії котлів, теплообмінних апаратів, трубопроводів з живильної та підживлювальної води необхідно видаляти корозійно активні гази – кисень та вільну вуглекислоту. Окрім цього з живильної та підживлювальної води необхідно видаляти всі гази, які не конденсуються, наявність яких у воді знижує тепловіддачу і теплопродуктивність теплообмінної апаратури.

Згідно з нормами вміст кисню, наприклад, у мережевій воді, не повинен перевищувати для сталених водогрійних котлів величину 0,05 мг/кг; для парових котлів в живильній воді – 0,03 мг/кг.

Деаерація води заснована на підвищенні її температури до насичення, при якій відбувається виділення газів з води – десорбція газів в спеціальних апаратах – деаераторах.

У залежності від тиску, при якому відбувається кипіння води, деаератори поділяються на:

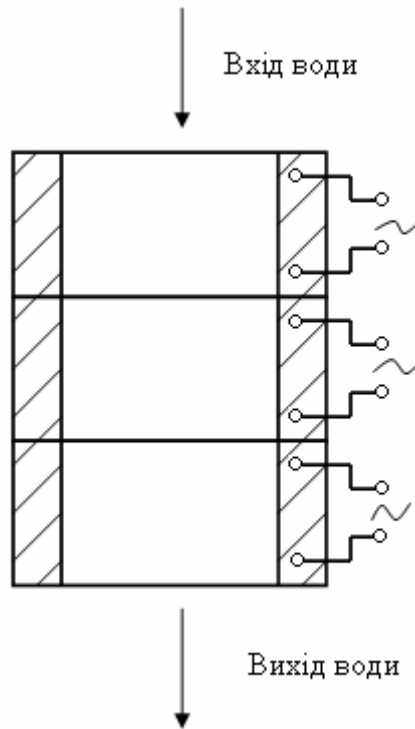


Рис. 6.34. Схема протинакипного магнітного пристрою

- атмосферного типу – абсолютний тиск в них біля 0,12 МПа;
- підвищеного тиску – абсолютний тиск біля 0,6 МПа;
- вакуумні – тиск нижче за атмосферний.

В котельнях зазвичай використовують атмосферні і вакуумні деаератори.

В атмосферних деаераторах нагівання води здійснюється паром, яка з тиском 0,6 ... 1,0 МПа надходить в колонку деаератора, в вакуумних деаераторах відбувається самокипіння води за рахунок використання нагрівальної води з водогрійного котла.

В котельнях з водогрійними котлами встановлюються вакуумні деаератори типу ДВ, продуктивність яких сягає від 5 до 1600 т/год. Робочий тиск в деаераторі дорівнює тиску при температурі насичення деаерованої води.

Позначення вакуумного деаератора, наприклад, ДВ – 1600, де 1600 – продуктивність деаратора в т/год.

В комплект вауумного деаератора входить охолоджувач випару, а також ежектор з насосом для створення вакууму.

Продуктивність, т/год, та кількість деаераторів вибирають за витратою підживлювальної води  $G_{\text{підж}}$ , кг/с, яка отримана в розрахунку теплової схеми котельні

$$V_{\text{д.в}} = (G_{\text{підж}}/\rho_{\text{в}})3600. \quad (6.14)$$

Атмосферні деаератори в котельнях використовуються типу ДА, що забезпечують стійку деаерацію при роботі з навантаженнями 30 ... 120 % номінальної продуктивності. Номінальна продуктивність атмосферних деаераторів коливається від 5 до 300 т/год, корисна ємність бака для відповідних деаераторів коливається від 2 до 75 м<sup>3</sup>.

В позначеннях після типу деаератора вказуються дві цифри, перша з яких є продуктивність у т/год, друга – корисна ємність бака в м<sup>3</sup>, наприклад ДА 200/75.

В комплект поставки деаератора входять деаераційна колонка; барботаажний пристрій, який вмонтовується за місцем монтажу; охолодник випару; запобіжний пристрій; регулювальні клапани подачі пари і води; запірна арматура і вимірювальні прилади. Деаератори також комплектуються запобіжними пристроями – гідрозатворами, Баки виготовляються на місці за кресленнями підприємств - виготовлювачів деаераторів.

Продуктивність атмосферного деаератора, т/год, визначається за витратою живильної води  $G_{\text{ж}}$ , кг/с, яка отримана в розрахунку теплової схеми котельні

$$V_{\text{д.а}} = (G_{\text{ж}}/\rho_{\text{в}})3600.$$

Кількість вакуумних та атмосферних деаераторів вибирається мінімальною, без резерву, тобто на розраховану продуктивність може бути вибрано по одному деаератору кожного типу.

#### 6.5.4. Вибір теплообмінників

Теплообмінники, що використовуються в котельнях, є кожухотрубчатими або пластинчастими і призначені для нагріву мережевої, сирії та хімічно очищеної води. Окрім цього, теплообмінники використовуються для охолодження води та конденсату.

Підігрівачі за видом нагрівального середовища поділяються на пароводяні (нагрівальне середовище – пара) і водоводяні (нагрівальне середовище – вода).

В котельнях з паровими котлами мережева, сира та хімічно очищена вода нагрівається в пароводяних підігрівачах.

В водогрійних котельнях підігрівники сирії та хімічно очищеної води є водоводяними.

Охолодники води та конденсату відносяться до водоводяних теплообмінників.

Надалі будемо розглядати *кожухотрубчаті теплообмінники*, за розташуванням трубних систем яких теплообмінники поділяються на вертикальні та горизонтальні.

Вертикальні теплообмінники використовують, в основному, в крупних парових котельнях для підігріву мережевої води. До переваг такої компоновки відноситься зменшення площі котельні по рівняно з горизонтальними теплообмінниками, але висота приміщення котельні у цьому випадку повинна забезпечувати можливість виймання трубної системи теплообмінного апарату вверх.

Всі водоводяні теплообмінники водогрійних котелень і пароводяні теплообмінники для нагріву сирії та хімічно очищеної води, зазвичай є горизонтальними.

Пароводяні підігрівники мережевої води у невеликих котельнях також розташовуються горизонтально.

Вибір теплообмінників здійснюється за результатами розрахунків теплової схеми котельні та конструктивних даних теплообмінників за даними заводів-виготовлювачів.

*Вибір кожухотрубчатих пароводяних теплообмінників*

*Вихідні дані:*

- витрата пари  $D_1$ , кг/с; тиск пари  $P_p$ , МПа;
- витрата води, що нагрівається  $G_2$ , кг/с, та її температури, °С, на вході  $t_2'$  та на виході  $t_2''$ ;
- діаметр трубок теплообмінника  $d_3 / d_{вн}$ , мм/мм;
- коефіцієнт використання поверхні нагрівання  $\phi$ ;
- рекомендована швидкість руху води в трубках  $\omega_B = 1 - 2$  м/с.

*Розрахунок:*

Задаємо швидкість руху води в трубках і визначаємо орієнтовий живий переріз для проходження води з рівняння суцільності (нерозривності), м<sup>2</sup>

$$f_{op} = G_2 / \rho \omega_B,$$

після чого вибираємо підігрівник з дійсною площею поперечного перерізу  $f_d = f_{op}$  (випишуємо всі конструктивні характеристики теплообмінника).

Надалі визначаємо необхідну площу поверхні нагріву, м<sup>2</sup>

$$F_T = Q / K_d \overline{\Delta t},$$

при цьому повинна виконуватися умова:  $F_d \geq F_T$ .

*Вибір кожухотрубчатих водоводяних теплообмінників*

*Вихідні дані:*

- витрати нагрівальної води  $G_1$ , кг/с, та води, що нагрівається  $G_2$ , кг/с, та їх температури на вході і виході, °С, відповідно:  $t_1'$  та  $t_1''$ ;  $t_2'$  та  $t_2''$ ;
- діаметр трубок теплообмінника  $d_3 / d_{вн}$ , мм/мм;
- коефіцієнт використання поверхні нагрівання  $\phi$ ;
- рекомендована швидкість руху води в трубках  $\omega_B = 1 - 2$  м/с.

*Розрахунок:*

За аналогією з пароводяним теплообмінником визначається величина  $f_{op}$ , потім вибирається секція з дійсною площею поверхні нагріву при довжині трубок 2000 мм та 4000 мм, тобто  $F_{ди}$ , м<sup>2</sup>.

Надалі визначається необхідна поверхня нагрівання теплообмінника  $F_T$ , після чого обчислюється кількість секцій  $z = F_d / F_T$ , шт, з заокругленням до найближчого більшого цілого.

*Гідравлічні* розрахунки кожухотрубчатих теплообмінників виконуються за відомими методиками, які вивчалися в попередніх дисциплінах.

### ***6.5.5. Розрахунки та вибір трубопроводів в котельнях***

Трубопроводи в котельнях за призначенням поділяються на наступні групи:

- паропроводи;
- трубопроводи гарячої води;
- трубопроводи водопідготовчої установки;
- конденсатопроводи;
- дренажні трубопроводи;
- трубопроводи для випуску повітря;
- трубопроводи стиснутого повітря;
- трубопроводи пневмозоловидалення;
- імпульсні КВП та автоматики.

Слід мати на увазі, що при проектуванні котелень необхідно передбачувати заходи, які б забезпечили можливість правильного заповнення трубопроводів при пуску, опорожненні, при відключенні і дренажа при експлуатації. Прокладка трубопроводів здійснюється з ухилом не менше як 0,001; верхні точки трубопроводів забезпечуються вентилями для випуску повітря. Опорожнення трубопроводів здійснюється з нижніх точок трубопроводів через штуцери (див. рис. 6.35). Відведення

повітря, пари або води від пристроїв опорожнення, продувки і дренажа здійснюється за допомогою дренажних трубопроводів.

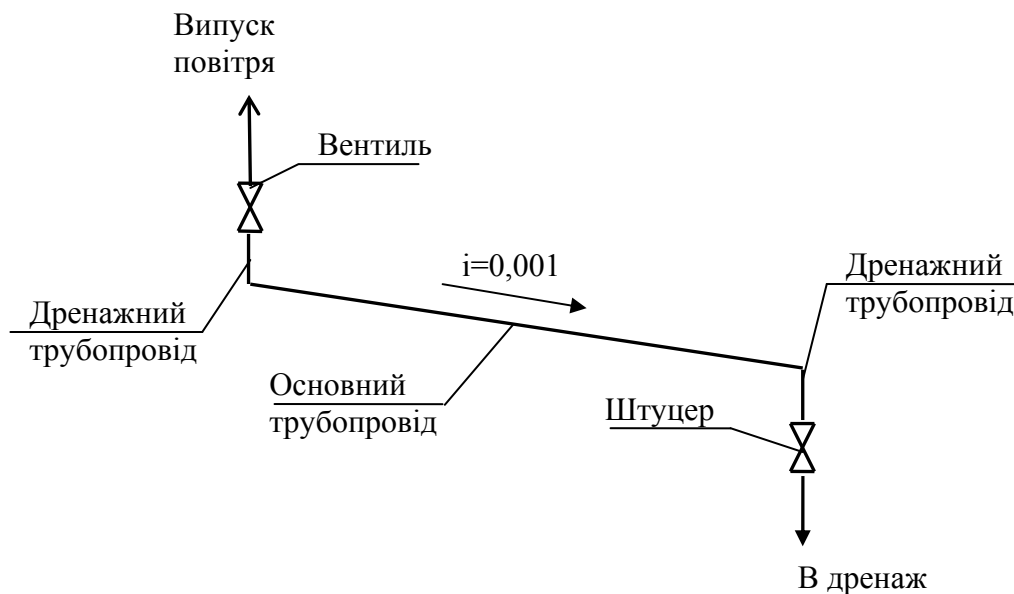


Рис. 6.35. Оснащення трубопроводів

Для розрахунку діаметрів трубопроводів використовують рівняння суцільності (нерозривності)

$$m = \rho \omega f, \quad (6.15)$$

де  $m$  – максимально можлива витрата теплоносія на ділянці, кг/с, яка отримана з розрахунку теплової схеми котельні;  $\rho$  – густина середовища, кг/м<sup>3</sup>. береться при середній температурі цього середовища на ділянці;  $\omega$  – швидкість середовища, м/с;  $f$  – площа поперечного перерізу трубопровода, м<sup>2</sup>.

Швидкість води рекомендують брати від 0,5 до 1,5 м/с на всасі і від 2 до 3 м/с на напорі насосів (див. рис. 6.36).

Швидкість пари рекомендована від 30 до 40 м/с для сухої насиченої та від 40 до 70 м/с – для перегрітої.

Згідно з рівнянням (6.15) визначається внутрішній діаметр

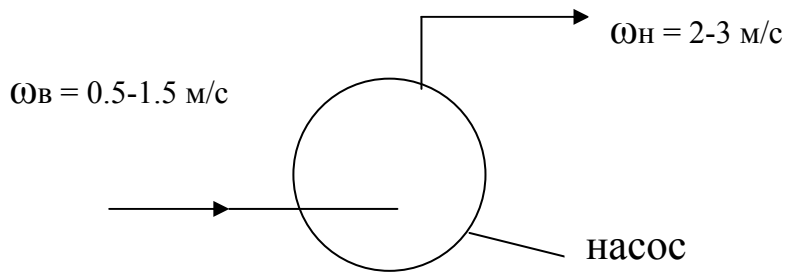


Рис. 6.36. Рекомендовані швидкості води

трубопровода

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{m}{\rho \omega}} \quad (6.16)$$

Отриманий в формулі (6.16) внутрішній діаметр трубопровода заокруглюється до стандартного.

При проектуванні трубопроводів необхідно також вибирати несучі конструкції – опори та підвіски, вирішувати питання про компенсацію лінійних подовжень гарячих трубопроводів.

Для кріплення трубопроводів можна використовувати нерухомі та рухомі опори.

Максимальна можлива відстань між опорами трубопроводів залежить від діаметра та товщини стінок труб та від параметрів теплоносія і складає від 2 до 8 м (див. рис. 6.37).

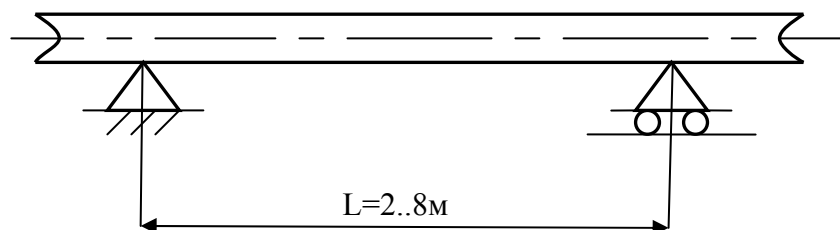


Рис. 6.37. Розташування опор трубопроводів

Всі трубопроводи з температурою поверхні, яка перевищує  $50^{\circ}\text{C}$ , необхідно ізолювати. Матеріал теплоізоляції та її товщина залежать від температури робочого середовища, наприклад, при температурах середовища до  $600^{\circ}\text{C}$  як теплоізоляційний шар вибирається мінеральна вата.

Трубопроводи пари та гарячої води після монтажу, випробування та закінчення ізоляційних робіт повинні покращуватися за всією довжиною. Наприклад, колір паропроводів – червоний, водопроводів – голубий, і т.ін.

## **6.6. Паливостачання котелень**

В котельнях систем централізованого теплостачання спалюються наступні види палива:

- газоподібне (природний, коксовий, доменний газ, біогаз);
- рідке (мазут, дизельне паливо);
- тверде (вугілля, торф, горючі сланці).

### **6.6.1. Газостачання котелень**

Як газоподібне паливо в котельнях використовується, в основному, природний газ чисто газових родовищ.

Структурна схема газостачання котельні наведена на рис. 6.38.

Газопроводи для подачі газу от магістральних газопроводів і газорозподільчих станцій (ГРС) до споживачів поділяються на розподільчі вводи і внутрішньозаводські газопроводи.

Газопроводи у залежності від тиску поділяються на:

- газопроводи: низького тиску ( $P_r < 0,005$  МПа, або  $< 0,05$  кг/см<sup>2</sup>);
- середнього тиску ( $P_r = 0,005 - 0,3$  МПа, або  $0,05 - 3$  кг/см<sup>2</sup>);
- високого тиску ( $P_r = 0,3 - 1,2$  МПа, або  $3 - 12$  кг/см<sup>2</sup>).

Природний газ транспортується магістральними газопроводами високого тиску, надалі він від ГРС тиском  $6 - 12$  кг/см<sup>2</sup> за розподільчими

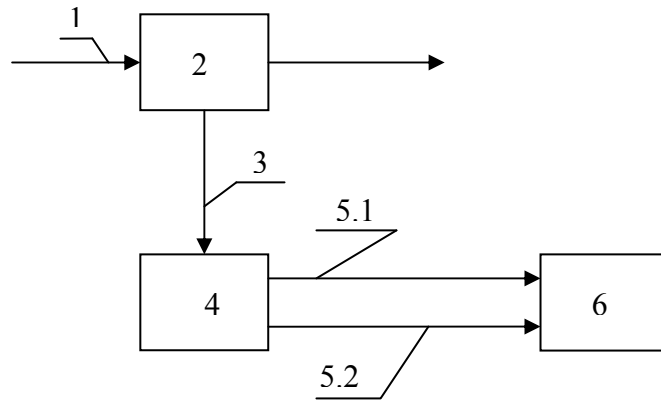


Рис. 6.38. Структурна схема газопостачання котельні:  
 1 - магістральний газопровід; 2 - газорозподільна станція (ГРС); 3 – розподільчі газопроводи; 4 – газорегуляторний пункт (ГРП) або газорегуляторна установка (ГРУ); 5 – внутрішньозаводські газопроводи (5.1 – низького тиску, 5.2 – середнього тиску); 6 – котельня

газопроводами направляється на ГРП (ГРУ), де тиск газу знижується до середнього або низького тиску, звідки за газопроводами низького та середнього тиску надходить до котельні.

Схема газопроводів в котельні зображена на рисунку 6.39.

В початковий момент роботи при запуску котельної обов'язковою умовою є продувка газопроводів і через продувальну свічку, яка розташована вище самої високої відмітки в котельні, газ викидається в атмосферу.

Також здійснюється вентиляція топки упродовж 10 – 15 хв., після чого природний газ низького тиску надходить до запально-захисного пристрою і здійснюється послідовний розпал пальників, до яких подається газ середнього тиску.

Газопроводи, які прокладені на самому котлоагрегаті, зветься обв'язочними. З'єднання труб здійснюється зварюванням. Різьбові або

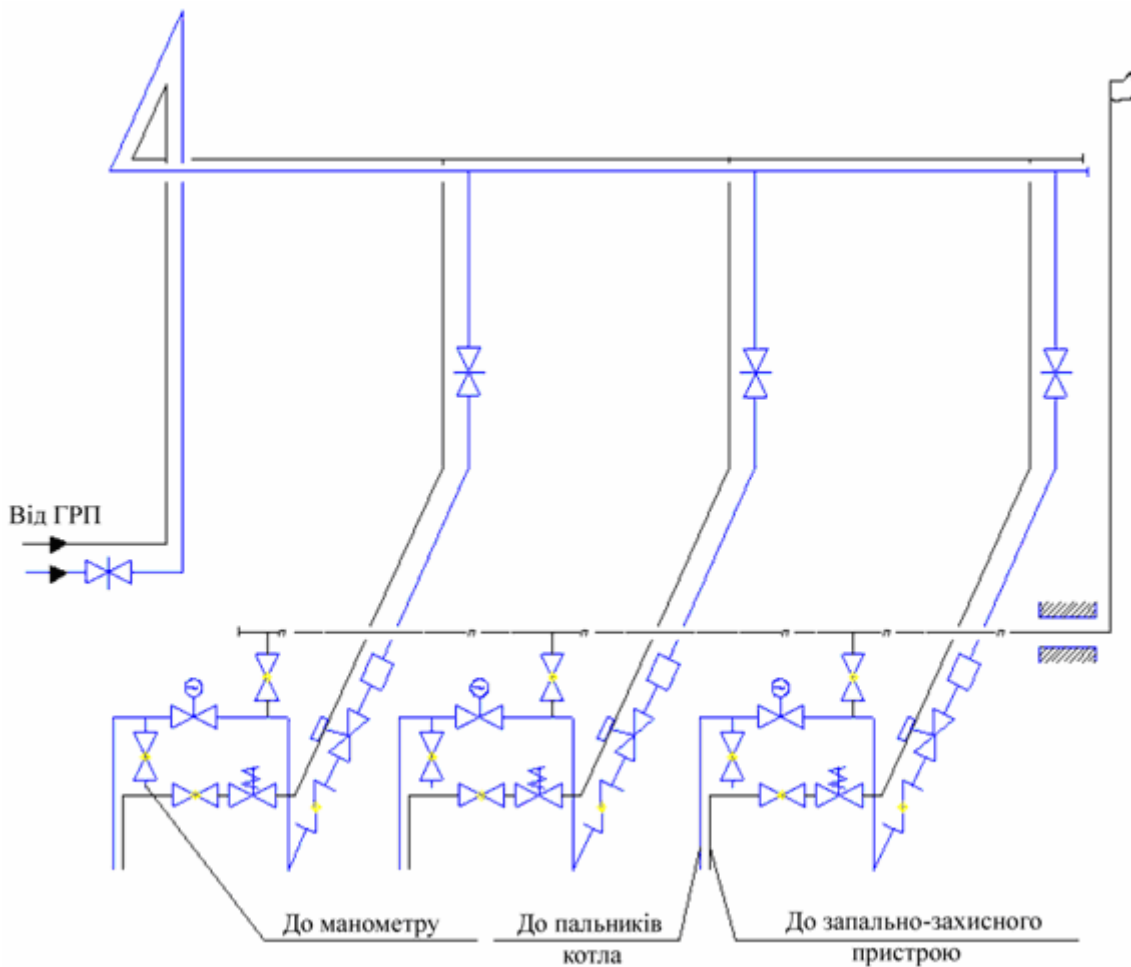


Рис. 6.39. Схема газопроводів в котельні

*Умовні позначення на схемі:*

- газопровід середнього тиску;
- газопровід низького тиску;
- продувальний газопровід;
- засувка;
- запобіжний клапан;
- кран муфтовий (кульовий);
- засувка з електроприводом;
- діафрагма камкрна;
- заслінка регулювальна;
- електромагнітний клапан;
- продувальна свічка;
- стіна будівлі

фланцеві з'єднання допускають у місцях встановлення відключаючих пристроїв, компенсаторів, регуляторів тиску та іншої запірно – регулювальної арматури.

Велика кількість запірної – регулювальної арматури, що наведена на схемі, пояснюється підвищеними вимогами до експлуатації котелень на природному газі. Якщо, наприклад, не спрацював один з запобіжних пристроїв, то повинен спрацювати інший.

В практичних розрахунках визначають витрату природного газу на котел та за кожним з газопроводів, потім визначають діаметри газопроводів з рівняння суцільності (нерозривності)

$$d_{\text{а}} = 1,13 \sqrt{\frac{V_{\text{а}}}{\omega_{\text{а}}}}, \quad (6.17)$$

де  $V_{\text{г}}$  - об'ємна витрата природного газу, що подається на спалювання (визначається із розрахунку горіння палива),  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\omega_{\text{г}}$  - швидкість природного газу в газопроводі,  $\text{м}/\text{с}$  (беруть для газопроводів середнього тиску  $\omega_{\text{г}} = 30 - 60 \text{ м}/\text{с}$ , і для газопроводу низького тиску  $\omega_{\text{г}} = 5 - 10 \text{ м}/\text{с}$ ).

Отриманий діаметр заокруглюється до стандартного значення  $d_{\text{ст}}$ .

Визначається також тиск на виході з регулятора, МПа

$$P_{\text{р}} = P_{\text{г}} + \Delta P, \quad (6.18)$$

де  $P_{\text{г}}$ - тиск газу на виході з пальника, МПа;  $\Delta P$  – втрати тиску, МПа.

Величина втрат тиску визначається за відомими співвідношеннями, які розглядалися у попередніх розділах, тобто

$$\Delta P = \sum (Rl + Z). \quad (6.19)$$

### 6.6.2. Мазутопостачання котелень

Як рідке паливо в парових та водогрійних котельнях використовуються топкові мазути нафтових родосховищ.

Топкові мазути – це суміш важких залишків переробки нафти з дистиллятами. В залежності від складу розрізняють мазути марки М-40 (середнє паливо) і М-100 (важке паливо).

Марка мазута відповідає його умовній в'язкості при температурі  $t = 20^{\circ}$  С. Окрім в'язкості мазута, що визначає умови його транспортування та зберігання, якість мазута визначається температурами спалаху і застигання, густиною, зольністю та вмістом сірки.

Мазут використовується у якості наступних видів палива:

- *основного*, якщо мазут є основним або єдиним видом палива. Газ може спалюватися як буферне паливо в період його сезонних надлишків;
- *резервного*, коли основним паливом є природний газ, а мазут спалюється в періоді відсутності газу у зимовий період;
- аварійного, коли основним видом палива є газ і при невеликому періоді відсутності газу в котлах спалюється мазут;
- розтопкового, коли основним видом палива є тверде паливо, а мазут використовується для розтопки і «підсвічування» топок при пиловугільному спалюванні низькосортного твердого палива.

Доставка мазута здійснюється, як правило, залізничним транспортом. Тільки для невеликих котелень мазут може доставлятися автотранспортом, при цьому його перевозять у розігрітому стані.

Нормальний злив мазуту із цистерн забезпечується при його нагріву до температури  $t = 40 - 60^{\circ}$  С.

Основним способом розігріву мазута в цистернах є розігрів відкритою парою тиском 0,6 - 1,2 МПа (див рис. 6.40). При цьому способі пара, що надходить, конденсується, передаючи теплоту фазового переходу для підвищення температури мазута.

Перевагою відкритого способу розігріву є його простота, а до недорліку відноситься розбризкування мазуту при зливу; обводнення мазуту ( до 10% за об'ємом в мазуті знаходиться вода).

Але наявність у мазуті води може бути використано як позитивний фактор для захисту навколишнього середовища: в спеціальних апаратах

Пара  $P=0,6-1,2$  МПа



Рис. 6.40. Схема розігріву мазута в цистернах

(кавітаторах) здійснюють інтенсивне перемішування мазута з водою, надалі спалювання такої мазутоводної емульсії призводить до зменшення температури в ядрі факела, а це спричиняє зменшення концентрації оксидів азоту ( $C_{NOx}$ ) в димових газах.

Принципова схема трубопроводів мазутного господарства при паровому розігріві мазуту зображена на рисунку 6.41.

Згідно зі схемою, мазут, що доставляється залізною дорогою, після зливу з цистерн, надходить в приймальну ємність, об'єм якої залежить від добової витрати мазуту в котельній.

Одночасно при злитті мазуту в приймальну ємність подають рідкі присадки ВНИИ НП-106 ( 2 кг на 1 т мазуту). Оброблення мазута рідкими присадками приводить до покращення процесу горіння, полегшує видалення золових відкладень, знижує інтенсивність корозії, ліквідує донні відкладення в ємностях, очищує мазутопроводи та поверхні нагріву теплообмінників.

Після приймальної ємності мазут зовнішніми насосами 4 подається на фільтр грубого очищення 5, а далі двома паралельними потоками подається на сопла 12 резервуарів 1, кількість яких повинна бути не менше двох.

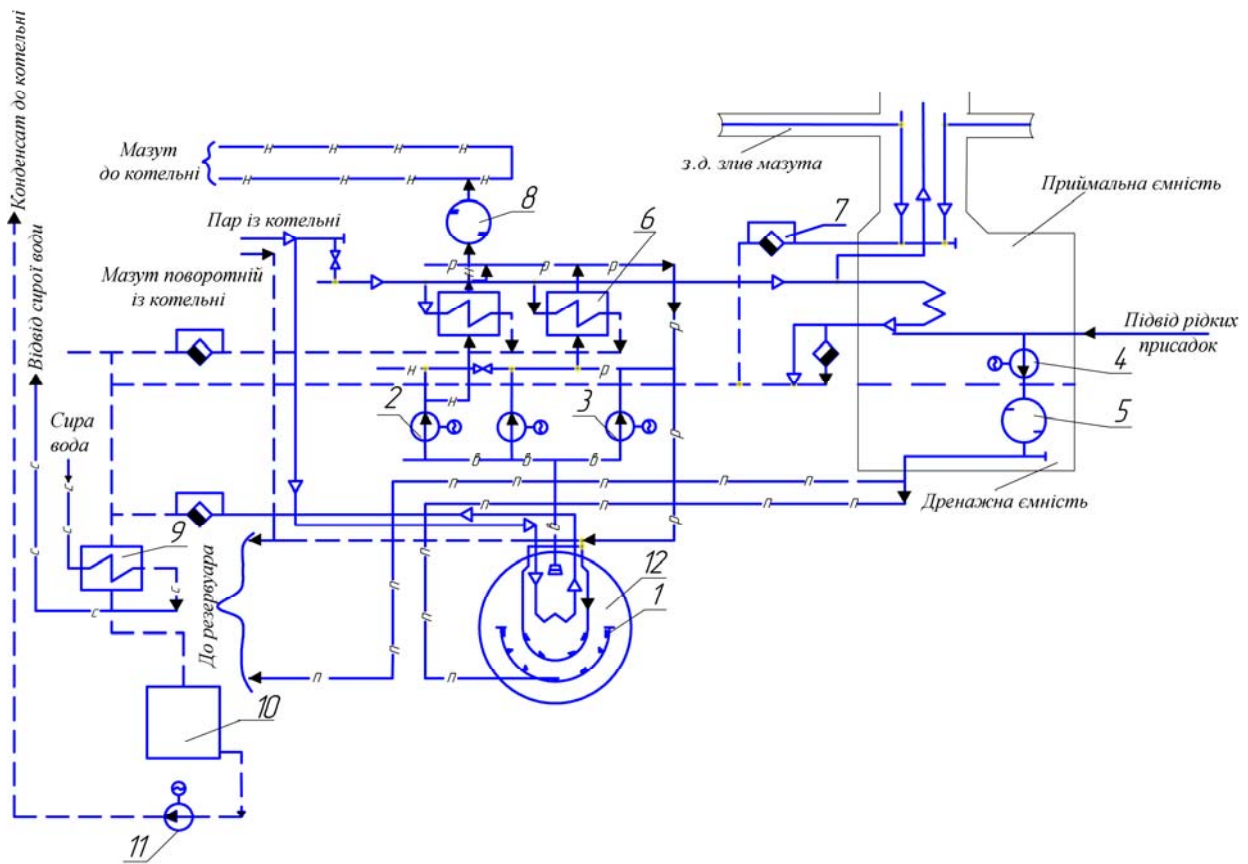


Рис. 6.41. Принципова схема трубопроводів мазутного господарства при паровому розігріві мазуту:

1-резервуари для мазуту; 2 – насоси для подачі мазуту в котельню; 3 – насоси для подачі мазуту на рециркуляцію; 4 - насоси зовнішні; 5- фільтр грубого очищення; 6- підігрівачі мазуту; 7- конденсатовідвідник; 8- фільтр тонкого очищення; 9- охолодник конденсату; 10- конденсатний бак; 11- конденсатний насос; 12- сопла для розпилення мазуту.

*Трубопроводи:*

- паропровід;
- - - конденсатопровід;
- С — трубопровід сирої води;
- - П — перекачувальні мазутопроводи;
- В — мазутопроводи всмоктувальні;
- Н — напірні мазутопроводи;
- Р — рециркуляційні мазутопроводи;
- О — зворотні мазутопроводи з котельні.

Резервуари можуть бути металевими або залізобетонними. Резервуари можуть знаходитись над землею, або під землею (див. рис. 6.42). При надземній установці рельєф ґрунту в місці установки резервуарів повинен виключати розповсюдження полум'я, тобто влаштовується спеціальний земляний бруствер.

Металеві резервуари застосовуються за умови забезпечення потрібних нормативних мінімальних відстаней від резервуарів до найближчих будівель та споруд.

Загальні капіталовкладення при влаштуванні складів мазуту з металевими резервуарами на 10 – 20 % нижчі, ніж з залізобетонними резервуарами. Наземні металеві резервуари необхідно ізолювати.

Ємність мазутних резервуарів рекомендується брати:

- на 10 – добовий запас мазуту, якщо мазут є основним або резервним паливом, доставка якого здійснюється залізнодорожним транспортом;
- на 10 – добовий запас мазуту, якщо мазут є основним або резервним паливом, доставка якого здійснюється залізнодорожним транспортом;
- на 5 – добовий запас мазуту, якщо його доставка здійснюється автомобільним транспортом;
- на 3- добовий запас мазута, якщо він є аварійним паливом;
- на 2 – добовий запас мазута, якщо він транспортується за трубопроводами.

Температура мазуту в резервуарах при знаходженні його в робочому стані дорівнює  $t_p = 80$  °С, а при знаходженні резервуару в холодному резерві -  $t_p = 15 - 20$  °С.

Для забезпечення розрахункової температури мазуту застосовують рециркуляційний спосіб підігріву мазуту в резервуарах, згідно з яким мазут забирається з нижньої частини резервуара, подається насосами через підігрівники 6, і надалі надходить знову в резервуар.

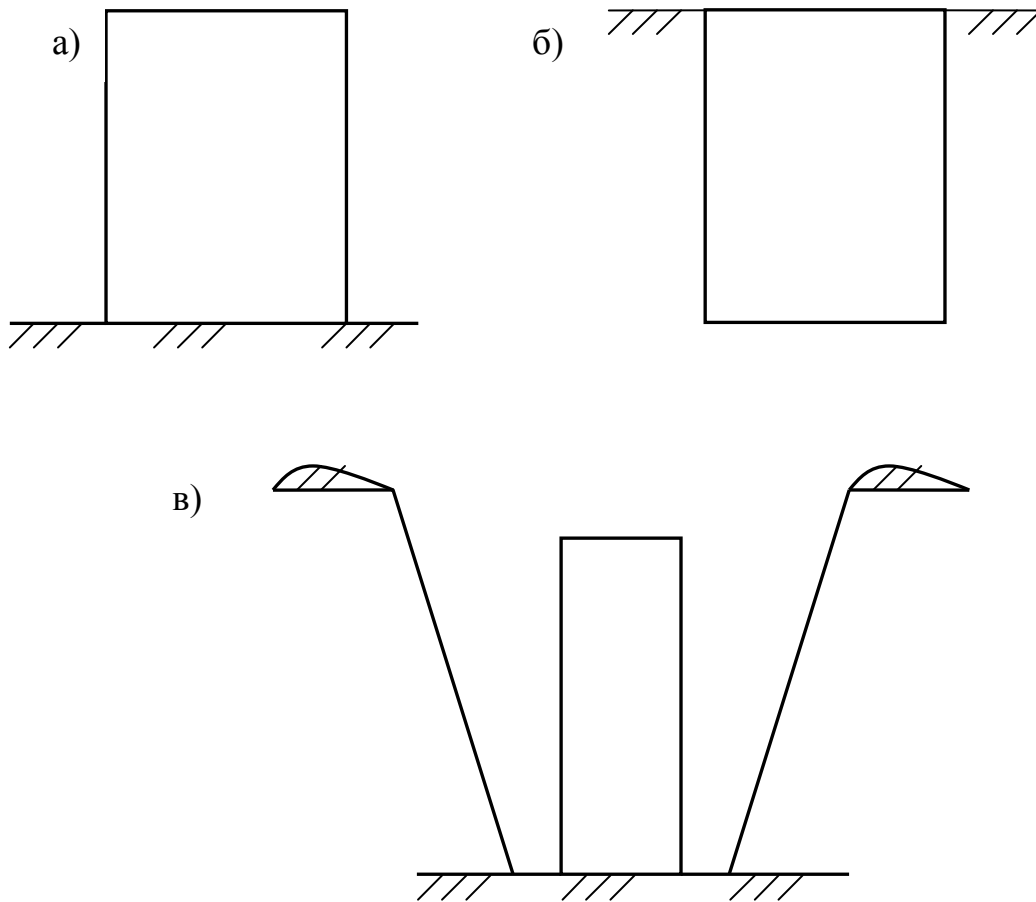


Рис. 6.42. Розташування резервуарів для мазуту:  
 а) на землі; б) під землею; в) з обваловкою

З резервуарів мазут за всмоктувальними мазутопроводами насосами 2 і 3 подається на підігрівачі 6. На схемі показано тільки 2 підігрівачі, їх може бути і більше. Один з зображених підігрівачів призначений для підігріву рециркуляційного мазуту, який, як було зазначено вище, знову надходить в резервуар. Інший підігрівач працює і на напірний і на рециркуляційний мазутопровод.

Після підігрівачів мазут проходить фільтри тонкого очищення 8 і за напорними мазутопроводами надходить в котельню.

На схемі також показана лінія зворотнього мазуту з котельні, який

надходить в резервуари.

Є також дренажна ємність, куди зливається замазучений дренаж з продувок фільтрів та трубопроводів.

Для підігріву мазуту використовується пар з котельні, який надходить на залізнодорожну естакаду для розігріву мазуту в цистернах і обігріву лотків; підігріву мазута в приймальній ємності, резервуарах і підігрівниках.

Конденсат після вказаного обладнання проходить конденсатовідвідники, в яких також і затримується пара, що не встигла сконденсуватися, і направляється в охолодники конденсату 9, після чого збирається в конденсатний бак 10 і насосом 11 подається в котельню.

До мазутонасосних пред'являються наступні вимоги:

- тиск мазута у форсунок парових котлів беруть зазвичай 2,5 – 3,5 МПа;
- тиск мазута у форсунок водогрійних котлів, наприклад, конструкції ПТВМ також беруть до 2,5 МПа, а для водогрійних котлів з ротаційними форсунками – до 0,2 – 0,5 МПа;

- температура мазута на виході з насосної визначається виходячи з умовної в'язкості мазута у форсунок та з врахуванням втрати температури по трасі, яку беруть 1 – 1,5 ° С на кожні 100 м. Так при тиску мазута 2,5 – 3,5 МПа (парові котли) підігрів його в підігрівачах мазутонасосної допускається до 130 - 135° С, а при тиску 0,2 – 0,5 МПа (водогрійні котли) – до 100 – 110 ° С.

Захист насосів від попадання в них сторонніх предметів (метал, деревина, резина і т. ін. ) забезпечується встановленням на всмоктувальній лінії захисних грубих фільтрів.

Захист мазутних форсунок котлів від мілких включень здійснюється за допомогою тонких фільтрів.

Самоочищення мазутопідігрівників здійснюється пропуском через них

подвійної витрати мазута.

Кількість основних насосів повинно бути не менше як 3, з яких 2 – працюючі і 1 – резервний.

Підігрівачі мазута встановлюються за межами будівель мазутонасосної на відкритих площадках; насоси, фільтри і основна арматура трубопроводів встановлюються в насосній.

Для розрахунків діаметрів трубопроводів швидкість мазута беруть до 1,4 – 2 м/с. Швидкість пари в паропроводах беруть 40 – 60 м/с, конденсата 1,3 – 2 м/с. Величина ухилів трубопроводів береться 0,003 – 0,005.

Паро- мазутопроводи монтуються з урахуванням їх опорожнення і сприйняття навантажень та термічних подовжень. На трасі можуть бути встановлені П – подібні компенсатори, рухомі та нерухомі опори.

Паропроводи з котельні до мазутного господарства прокладаються паралельно мазутопроводам від насосної до котельні.

В невеликих опалювальних котельнях з водогрійними котлами допускається розігрів мазута високотемпературною водою, при цьому розігрітий мазут від базових складів до складу мазута котельні постачається автомобільним транспортом.

До недоліку такої схеми відноситься неможливість підігріву мазута до 120 – 130 ° С, оскільки нагрівальна вода має температуру 130 – 150 ° С.

При доставці мазуту залізнодорожним транспортом розігрів його в цистернах повинен здійснюватися індукційним методом або застосуванням відкритої пари.

Розрахунок теплообмінників для підігріву мазута здійснюється за відомими методиками, що передбачають в кінцевому випадку визначення необхідної поверхні нагрівання і потім вибору підігрівача за таблицями технічних характеристик з дійсною площею поверхні, що перевищують необхідну.

Рідкі присадки згідно з типовими проектами беруть у двох варіантах%

- 1). 3 залізнодорожних цистерн – в трьох резервуарах ємністю по 25 м<sup>3</sup>;
- 2). 3 автомобільних цистерн в трьох резервуарах по 5 м<sup>3</sup>.

### **6.6.3. Спалювання твердого палива в котельнях**

#### ***А) Доставка твердого палива, підготовка його до спалювання***

Для крупних котелень тверде паливо на склади доставляється залізнодорожним транспортом, а для невеликих котелень – автотранспортом.

Паливне господарство котельної, що працює на твердому паливі, складається з приймально-розвантажувального пристрою, складу та споруд для переміщення палива по складу, транспорту палива в бункери котлів.

Є два способи спалювання твердого палива: шарове, камерне.

Камерне спалювання палива є більш ефективним, але застосовується тоді, коли теплове навантаження котельної  $Q_k > 23,26$  МВт (20 Гкал/год). Якщо  $Q_k < 23,26$  МВт, то тверде паливо спалюють шаровим способом.

#### ***Б) Спалювання твердого палива***

Теоретичні та практичні підходи до організації спалювання твердого палива вивчалися у попередніх дисциплінах.

#### ***В) Золошлаковидалення***

При загальному виході шлаку і золи  $\geq 200$  кг/год, процеси видалення шлаку і золи повинні бути, як правило, механізовані.

Основними способами шлакозоловидалення є:

- ручний (при сумарній кількості золи і шлаку  $G_{ш} < 200$  кг/год);
- механічний (среперний, скребковий) - передбачається при шаровому спалюванні твердого палива;

- пневматичний – застосовується незалежно від способу спалювання палива, якщо вихід шлаку і золи складає від 4 до 12 т/год;

- гідравлічний – застосовується в котельнях при камерному спалюванні твердого палива, якщо вихід золи і шлаку складає  $\geq 12$  т/год;

- пневмогідравлічний – застосовується в котельнях з котлами малої та середньої продуктивності, коли золовідвали розташовані на невеликій відстані від котельні. Цей спосіб застосовують при реконструкції котельні, де шлакові та золові бункери котлів знаходяться нижче відмітки каналів гідрозоловидалення. Він також застосовується у разі виникнення небезпеки замерзання води в системі гідрозоловидалення від золовловлювачів, розташованих на відкритому повітрі.

Вибір вказаних способів шлако- золовидалення залежить від виходу шлака і золи, вартості споруд і експлуатації системи, санітарно-гігієнічних умов роботи обслуговуючого персоналу, наявності придатних місць для золовідвалів і т. ін.

### ***Г) Золоуловлюванн та видалення димових газів***

Летюча зола, невеличкі частки незпаленого палива, оксиди азота і сірчані гази шкідливо впливають на людський організм, тварин та навколишнє середовище.

В котельнях, які працюють на твердому паливі, необхідно передбачити установки для очищення димових газів від золи, якщо величина ( $N = A^p B$ )  $> 5000$  (де  $A^p$  – вміст золи в робочій масі палива, %;  $B$  – максимальна годинна витрата палива, кг/год).

Медів очищення димових газів від оксидів азота і сірчаних газів для котельних немає. Основним заходом при роботі на паливах, що містять сірку, є спорудження високих димових труб та розсіювання димових газів у верхніх

шарах атмосфери.

Способи очищення димових газів від твердих часток, що використовуються у котельнях, поділяються на наступні групи:

I. Сухі інерційні золовловлювачі, в яких частки золи відділяються від димових газів під дією центробіжних сил та сил тяжіння;

II. Мокрі золовловлювачі, в яких частки золи видаляються з димових газів шляхом промивання або зрошення їх водою і осад часток золи на змочуваних поверхнях або вловлюванням твердих часток на водяній плівці;

III. Електрофільтри, де вловлювання твердих часток здійснюється шляхом їх осаду на електродах;

IV. Комбіновані золовловлювачі, які являють сполучення різних способів очищення.

Вибір типу золовловлювача залежить від:

- дисперсного складу та фізичних властивостей золи;
- витрати вловлюваної золи;
- ступеня очищення золовловлювача. Золовловлювачі повинні забезпечити таку концентрацію золи в газах на виході з димової труби, щоби концентрація її на поверхні землі була нижчою за гранично допустиму концентрацію, тобто до  $0,5 \text{ мг/м}^3$ .

Ступінь очищення газів залежить від типу золовловлювача і способу спалювання твердого палива (шарове або камерне):

- в сухих золовловлювачах – від 70 до 87 %;
- в мокрих – від 87 до 92 %;
- в електрофільтрах – від 92 до 98 %.

Золовловлювачі встановлюються на всмоктувальній стороні димососів.

Очищені від золи димови газу (при спалюванні твердого палива), а також безпосередньо після котлів (при спалюванні рідкого та

газоподібного палива) надходять в димову трубу і відводяться в атмосферу.

*Призначення димової труби котельної полягає в створенні природної (або вимушеної) тяги, відведення й ефективного розсіювання в атмосферу газоподібних продуктів згоряння палива до меж, які допускаються санітарними нормами.*

Тяга в котельнях може бути природна або вимушена.

Для створення нормальної тяги (при природній тязі) необхідна висота димової труби визначається за умови рівності сили тяги і суми опорів, які виникають при русі газів за газоходами котла та димової труби, тобто

$$S = gH \left( \rho_1^i \frac{273}{273 + t_1} - \rho_1^a \frac{273}{273 + t_a} \right) \frac{P_a}{P_1} \quad (6.20)$$

де  $S$  - необхідна сила тяги в димовій трубі, Па;  $H$  – висота димової труби, м;  $\rho_1^i, \rho_1^a$  - густини повітря та димових газів при нормальних умовах відповідно, кг/м<sup>3</sup>;  $t_1$  та  $t_a$  – температури зовнішнього повітря та димових газів на виході з димової труби відповідно, °С;  $P_1$  та  $P_a$  - дійсний та нормальний барометричний тиски, Па.

Необхідна сила тяги, Па, визначається як сума втрат тиску на тертя та місцеві опори за газоходами котла ( $\Delta P_k$ ) і в самій димовій трубі ( $\Delta P_{тр}$ ), тобто

$$S = \Delta P_k + \Delta P_{тр} . \quad (6.21)$$

За формулою (6.20) визначається висота димової труби  $H$ , м, при *природній тязі*.

При *вимушеній тязі* (з використанням димососів) димова труба призначена для виносу продуктів згоряння палива в більш високі шари атмосфери. Висота димової труби визначається виходячи з санітарних вимог відведення продуктів згоряння на необхідну висоту. З цих же

міркувань перевіряють і мінімально припустиму висоту труби при природній тязі.

Висота димових труб котелень повинна забезпечити таке розсіювання шкідливих речовин (тверді частинки, оксиди азоту, сірки та ванадію), при якому концентрація їх у поверхні землі буде менше гранично допустимих. Перевірковий розрахунок на загазованість і запиленість виконується з урахуванням всіх котлів, під'єднаних до димової труби для прайуючої котельні і при розширенні котельні.

Значення максимальної приземної концентрації кожної шкідливої речовини,  $\text{мг/м}^3$ , визначається за формулою

$$\tilde{N}_i = \frac{AFMm}{H^2} \sqrt[3]{\frac{1}{V\Delta t}}, \quad (6.22)$$

де  $A$  – коефіцієнт стратифікації, який враховує характер атмосферних потоків,  $\text{с}^{2/3} \cdot \text{град}^{1/3}$  (для України беруть  $A=160$ );  $F$  - безрозмірний коефіцієнт, що враховує швидкість осідання шкідливих речовин в атмосфері (при наявності в димових газах тільки  $SO_x$  беруть  $F = 1$ , а при наявності золи -  $F = 2$ , якщо ККД зололовлювача  $\eta > 0,9$ ; і  $F = 2,5$ , якщо ККД зололовлювача  $\eta \leq 0,9$ );  $M$  - максимальний вихід шкідливих речовин в атмосферу,  $\text{г/с}$ ;  $m$  – безрозмірний параметр, що характеризує умови виходу димових газів з устя димової труби, залежить від швидкості виходу димових газів з устя труби (при  $\omega = 10 \dots 15$  м/с величина  $m = 1,0$ ; при  $\omega = 20 \dots 25$  м/с величина  $m = 0,9$ ; при  $\omega = 30 \dots 35$  м/с величина  $m = 0,8$ );  $H$  – висота димової труби, м;  $V$  – об'єм газоповітряної суміші, що видалається через димову трубу,  $\text{м}^3$ ;  $\Delta t$  – різниця температур між температурою видалюваної газоповітряної суміші ( $t_r$ ) та температурою навколишнього повітря ( $t_n$ ),  $^\circ\text{C}$ .

Розрахунки проводять у наступній послідовності:

- задають висоту димової труби  $H$ , м (згідно з нормативними

документами);

- за формулою (6.22) обчислюють приземну концентрацію кожної шкідливої речовини  $C_i$ , мг/м<sup>3</sup>;

- порівнюють визначені величини  $C_i$  з гранично припустимою концентрацією кожної шкідливої речовини ( $C_{ГДКі}$ , мг/м<sup>3</sup>): якщо  $C_i < C_{ГДКі}$ , то висота димової труби вибрана вірно; якщо  $C_i > C_{ГДКі}$ , то необхідно збільшити висоту димової труби і розрахунок повторити.

Визначають діаметр устя димової труби, м, з рівняння суцільності (нерозривності)

$$d_0 = 1,13 \sqrt{\frac{V}{\omega_a}}, \quad (6.23)$$

де  $\omega_r$  - швидкість димових газів на виході з димової труби, м/с (при природній тязі беруть  $\omega_r = 15 \dots 20$  м/с; при вимушеній тязі і висоті труб до 100 м величина  $\omega_r = 20 \dots 30$  м/с; при вимушеній тязі і висоті труб 100 ... 180 м величина  $\omega_r = 35 \dots 40$  м/с.

Отриманий діаметр заокруглюємо до стандартного  $d_{ст}$ , м.

Діаметр основи труби  $d_0$  визначають за умови її стійкості.

Розміри труби наведені на рис. 6.43.

Димові труби споруджуються сталевими, цегляними і залізобетонними.

Металеві труби встановлюються на вертикальних циліндричних парових котлах і на вертикальних водогрійних котлах баштового типу, а також для всіх котелень невеликої продуктивності. Металеві труби діаметром більше як 1 м застосовуються тільки при техніко-економічних обґрунтуваннях.

Цегляні димові труби споруджують при їх висоті не більше як 100 ... 150 м. Більш високі труби споруджуються залізобетонними з цегляною футеровкою.

Для котельні, як правило, повинна споруджуватися одна димова труба – загальна для всіх встановлених котлів, за винятком, коли в конструкції

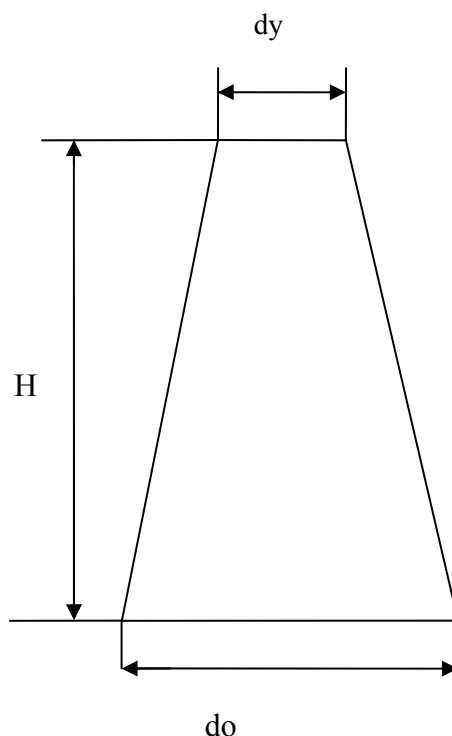


Рис. 6.43. Димова труба

котла передбачена індивідуальна димова труба.

Вибір *тягодуттьових машин (димососів та вентиляторів)* здійснюється у залежності від аеродинамічного опору газового і повітряного трактів, а також об'ємних витрат димових газів і повітря, які перекачуються машинами.

При компоновці димососів і дуттьових вентиляторів в котельнях їх необхідно розташовувати на нульовій відмітці.

Димососи встановлюються за золовловлювачами, якщо вони передбачені в котельні.

Відкрите встановлення димососів та дуттьових вентиляторів застосовується у всіх кліматичних районах при роботі на рідкому та газоподібному паливі, а при роботі на твердому паливі – в районах з розрахунковою температурою зовнішнього повітря на опалення, яка

більша за мінус 28 °С.

### 6.7. Показники роботи котелень

Розрізняють 3 групи показників роботи котелень:

- енергетичні;
- економічні;
- режимні.

#### 6.7.1.Енергетичні показники роботи котелень

До енергетичних показників відносяться:

- ККД котла і котельні бруто  $\eta_k^{бр}$  ;
- ККД котла і котельні нетто  $\eta_k^н$  ;
- частка витрати теплоти на власні потреби котельної  $q_{ат}$  ;
- коефіцієнт теплового потоку  $\eta_{тп}$  ;
- питома витрата умовного палива на одиницю

а) виробленої теплоти  $b_{к.вир}$ , кг/ МДж;

б) відпущеної теплоти  $b_{к.від}$ , кг/ МДж;

• *ККД бруто* – це відношення теплоти, виробленою котельною ( $Q_k^{бр}$ ), до теплоти, що виділилась при спалюванні палива ( $Q_p$ )

$$\eta_k^{бр} = \frac{Q_k^{бр}}{Q_p} \quad (6.24)$$

Теплота, вироблена котельною, кВт, визначається за формулою:

а) для парових котлів

$$Q_{\dot{e}}^{\dot{a}\delta} = D_{\dot{e}}(i_{\dot{1}} - i_{\dot{a}\dot{a}}) + G_{\dot{1}\dot{\delta}}(i_{\dot{1}\dot{\delta}} - i_{\dot{a}\dot{a}}), \quad (6.25)$$

де  $D_k$  - паропродуктивність котельної або одного котла, кг/с;  $i_{\dot{1}}$  - ентальпія пари на виході з котла, яка залежить від тиску пари в котлі, тобто  $i_{\dot{1}} = f(P_{\dot{1}})$ ;  $i_{\dot{жв}}$  - ентальпія живильної води, яка залежить від температури

живильної води,  $i_{\text{вв}} = f(t_{\text{вв}})$ ;  $G_{\text{вд}}$  - витрата продувальної води на виході з котла, кг/с;  $i_{\text{пр}}$  - ентальпія продувальної води, що дорівнює ентальпії киплячої води при відповідному тиску в котлі  $i_{\text{вд}} = i' = f(P_{\text{в}})$ .

$$G_{\text{вд}} = \frac{\dot{I}_{\text{вд}} D_{\text{в}}}{100}, \quad (6.26)$$

б) для водогрійних котлів

$$Q_{\text{в}}^{\text{ад}} = G_{\text{в}} \tilde{c}_{\text{в}} (t_{\text{в}}^{\text{ад}} - t_{\text{в}}^{\text{ад}}), \quad (6.27)$$

де  $G_{\text{в}}$  - масова витрата мережної води, що проходить крізь котли, кг/с;  $c_{\text{в}}$  - питома теплоємність води, кДж/(кг·К);  $t_{\text{в}}^{\text{ад}}$ ,  $t_{\text{в}}^{\text{ад}}$  - температури води на виході з котла і вході в нього відповідно, К.

Теплота, яка виділилась при спалюванні палива, кВт. обчислюється за формулою

$$Q_{\text{в}} = B_{\text{в}} Q_{\text{в}}^{\text{д}}, \quad (6.28)$$

де  $B_{\text{в}}$  - витрата палива котельною, кг/с ( $\text{м}^3/\text{с}$ );  $Q_{\text{в}}^{\text{д}}$  - нижча теплота згоряння палива, кДж/кг (кДж/  $\text{м}^3$ ).

Тоді рівняння теплового балансу матиме вигляд

$$Q_{\text{в}}^{\text{ад}} = B_{\text{в}} Q_{\text{в}}^{\text{д}} \eta_{\text{в}}^{\text{ад}}. \quad (6.29)$$

Рівняння теплового балансу може бути використане в наступних видах:

- для газомазутних котелень це рівняння використовується для знаходження ККД котла бруто  $\eta_{\text{к}}^{\text{бр}}$

$$\eta_{\text{в}}^{\text{ад}} = \frac{Q_{\text{в}}^{\text{ад}}}{B_{\text{в}} Q_{\text{в}}^{\text{д}} + Q_{\text{вд}} + Q_{\text{в}}}, \quad (6.30)$$

де  $Q_{\text{вд}}$  - витрати теплоти на підігрів повітря в окремій калориферній установці парою з котла, кВт;  $Q_{\text{в}}$  - фізична теплота, що вноситься в топку котла паливом (мазутом, що підігрівався парою), кВт.

$$Q_{\dot{\epsilon}\delta} = \alpha_{\text{тп}}' B_{\dot{\epsilon}} V^{\text{т}} c_{\text{т}} (t_{\dot{\epsilon}\delta}'' - t_{\dot{\epsilon}\delta}') , \quad (6.31)$$

де  $\alpha_{\text{тп}}'$  - коефіцієнт надлишку повітря на вході в повітрянагрівач;  $V^{\text{т}}$  - теоретично необхідний об'єм повітря для спалювання палива,  $\text{м}^3 / \text{м}^3$  ( $\text{м}^3 / \text{кг}$ );  $c_{\text{т}}$  - теплоємність повітря,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  $t_{\dot{\epsilon}\delta}''$  та  $t_{\dot{\epsilon}\delta}'$  - температури повітря після повітрянагрівача та до нього відповідно,  $^{\circ}\text{C}$ .

$$Q_{\text{т}\dot{\epsilon}} = B_{\dot{\epsilon}} \tilde{n}_{\text{т}\dot{\epsilon}} t_{\text{т}\dot{\epsilon}} , \quad (6.32)$$

де  $c_{\text{тп}}$  - теплоємність палива,  $\text{кДж}/(\text{м}^3\cdot\text{К})$  або  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  $t_{\text{тп}}$  - температура палива,  $^{\circ}\text{C}$ .

для котелень, в яких спалюють тверде паливо, рівняння теплового балансу використовують для визначення витрати палива

$$B_{\dot{\epsilon}} = \frac{Q_{\dot{\epsilon}}^{\dot{\text{а}}\dot{\delta}}}{Q_{\text{т}}^{\dot{\delta}} \eta_{\dot{\epsilon}}^{\dot{\text{а}}\dot{\delta}}} , \quad (6.33)$$

при цьому спочатку визначається ККД котла бруто

$$\eta_{\dot{\epsilon}}^{\dot{\text{а}}\dot{\delta}} = 1 - \sum_{i=2}^6 q_i , \quad (6.34)$$

де  $q_i$  - втрати теплоти в котлі (з димовими газами, з обмуровки котла, з золою, з хімічним недопалом, з механічним недопалом).

• *ККД котла нетто* це відношення різниці теплоти  $Q_{\dot{\epsilon}}^{\dot{\text{а}}\dot{\delta}}$ , виробленої котельною, і теплоти  $Q_{\dot{\text{а}}\dot{\text{т}}}$ , витраченої на власні потреби, до теплоти  $Q_{\text{т}}$ , що виділилась при спалюванні палива, тобто

$$\eta_{\dot{\epsilon}}^{\dot{\text{т}}\dot{\text{а}}} = \frac{Q_{\dot{\epsilon}}^{\dot{\text{а}}\dot{\delta}} - Q_{\dot{\text{а}}\dot{\text{т}}}}{Q_{\text{т}}} , \quad (6.35)$$

або якщо всі складові рівняння (6.35) поділити на  $Q_{\text{т}}^{\text{бп}}$ , то отримаємо

$$\eta_{\dot{\epsilon}}^{\dot{\text{т}}\dot{\text{а}}} = \eta_{\dot{\epsilon}}^{\dot{\text{а}}\dot{\delta}} (1 - q_{\dot{\text{а}}\dot{\text{т}}}) , \quad (6.35 \text{ а})$$

$q_{\dot{\text{а}}\dot{\text{т}}}$  - частка витрати теплоти на власні потреби котельної, яка визначається за наступним виразом

$$q_{\text{âĭ}} = \frac{Q_{\text{âĭ}}}{Q_{\text{ê}}^{\text{âđ}}} \quad (6.36)$$

Розрізняють дві групи витрат теплоти на власні потреби котельні:

1. Втрати теплоти і витрати теплоти на власні потреби котла: з безперервною продувкою; на розпилювання мазута в форсунках; на парове дуття під решітку; на очистку поверхонь нагріву; при пусках і зупинках котла; і т. ін.

2. Загальнокотельні втрати теплоти і витрати теплоти (пари) на власні потреби котельні: підігрів сирови, хімічищеної води, деаерація води, опалення і ГВП котельні і т. ін.

• *Коефіцієнт теплового потоку* характеризує досконалість теплової схеми котельної і враховує втрати теплоти від трубопроводів в межах котельні, для сучасних котелень його величина складає  $\eta_{\text{ої}} = 0,98 - 0,99$ .

• *Питома витрата умовного палива* на одиницю виробленої теплоти  $b_{\text{к.вир}}$  та відпущеної теплоти  $b_{\text{к.від}}$ , кг/ГДж

$$b_{\text{ê.âêđ}} = \frac{B_{\text{đ}^{\text{â}^{\text{â}}}}} {\sum Q_{\text{âêđ}}} \quad (6.37 \text{ а})$$

$$b_{\text{ê.â}^{\text{â}}} = \frac{B_{\text{đ}^{\text{â}^{\text{â}}}}} {\sum Q_{\text{â}^{\text{â}}}} \quad (6.37 \text{ б})$$

де  $B_{\text{đ}^{\text{â}^{\text{â}}}}$  - річна витрата умовного палива на котельню, кг/рік;  $\sum Q_{\text{âêđ}}$  - сумарна кількість теплоти, виробленої в котельні, ГДж/рік;  $\sum Q_{\text{â}^{\text{â}}}$  - сумарна кількість відпущеної від котельні теплоти, ГДж/рік

$$B_{\text{đ}^{\text{â}^{\text{â}}}} = \frac{k_{\text{ої}} \sum Q_{\text{âêđ}}}{\eta_{\text{ê}}^{\text{âđ}} (Q_i^{\text{đ}})_0} \quad (6.38)$$

де  $k_{\text{тп}}$  - коефіцієнт, що враховує втрати палива при транспортуванні та розвантаженні;  $(Q_i^{\text{đ}})_0$  - нижча теплота згоряння умовного палива, ГДж/кг.

Величина коефіцієнта  $k_{\text{тп}}$  береться 1,03-1,05 (при спалюванні газоподібного, рідкого палива) та 1,07-1,08 (для твердого палива).

### 6.7.2. Економічні показники

До економічних показників роботи котелень відносяться:

- сумарні і питомі капітальні вкладення, грн;
- щорічні експлуатаційні витрати;
- собівартість одиниці виробленої і відпущеної теплоти;
- приведені витрати.

Сумарні капітальні вкладення, грн, складають вартість обладнання ( $K_{\text{об}}$ ), будівельно-монтажні роботи ( $K_{\text{м}}$ ), та інше ( $K_{\text{ін}}$ ), тобто

$$K = K_{\text{об}} + K_{\text{м}} + K_{\text{ін}} \quad (6.39)$$

Питомі капітальні вкладення, грн/МВт (грн/ т/год)

$$\hat{e} = \frac{\hat{E}}{Q_{\text{ан0}}}, \quad (6.40)$$

де  $Q_{\text{ан0}}$  - встановлена потужність котельні, МВт (т/год)

Щорічні експлуатаційні витрати, грн/рік

$$\sum \hat{A}_{\text{д3+}} = \hat{A}_{\text{аі}} + \hat{A}_{\text{і.о}} + \hat{A}_{\text{а}} + \hat{A}_{\text{ае}} + \hat{A}_{\text{іе}} + \hat{A}_{\text{сі}} + \hat{A}_{\text{і}} , \quad (6.47)$$

де  $B_{\text{ам}}$  - витрати на амортизацію обладнання і будівель котельні, грн/рік;  $B_{\text{п.р}}$  – витрати на поточний ремонт обладнання, грн/рік;  $B_{\text{в}}$  – витрати на воду, грн/рік;  $B_{\text{ел}}$  – витрати на електроенергію, грн/рік;  $B_{\text{пл}}$  – витрата на паливо, грн/рік;  $B_{\text{з.п}}$  – витрати на заробітну плату, грн/рік;  $B_{\text{ін}}$  – інші витрати, грн/рік.

Формули для визначення кожної складової щорічних експлуатаційних витрат наведені в навчальному посібнику «Проектування котелень промислових підприємств».

Собівартість теплоти, грн/ГДж

- виробленої

$$\hat{a}_{\hat{a}\hat{e}\hat{\delta}} = \frac{\sum \hat{A}_{\hat{\delta}^{\hat{a}\hat{e}}}}{\sum Q_{\hat{a}\hat{e}\hat{\delta}}}, \quad (6.48)$$

- відпущеної

$$\hat{a}_{\hat{a}^{\hat{a}\hat{e}}} = \frac{\sum \hat{A}_{\hat{\delta}^{\hat{a}\hat{e}}}}{\sum Q_{\hat{a}^{\hat{a}\hat{e}}}}. \quad (6.49)$$

Приведені витрати, грн/рік

$$\hat{A}_{\hat{c}\hat{a}} = \sum_{t=1}^T (E_t \hat{E}_t + \delta S_t)(1 + E_{t,t})^{\tau-t}, \quad (6.50)$$

де  $K_t$  – капіталовкладення в рік  $t$ , грн;  $E_n$ ,  $E_{n,п}$  – нормативні коефіцієнти порівняльної ефективності капіталовкладень та приведення різночасових витрат відповідно (в теплоенергетиці беруть зазвичай  $E_n = 0,12$  і  $E_{n,п} = 0,08$ );  $\delta S_t$  – зміна щорічних витрат в рік  $t$  порівняно з попереднім роком ( $t - 1$ );  $T$  – весь термін будівництва та освоєння проектної потужності до встановлення постійних щорічних витрат;  $\tau$  – рік приведення витрат для варіантів розрахунку.

### 6.7.3. Режимні показники

До режимних показників роботи котельні відносяться :

- коефіцієнт робочого часу, що являє собою відношення фактичного часу ( $h_{\phi}$ , год) роботи котельні до календарного ( $h_k$ , год) - ( $K_{год} = h_{\phi} / h_k$ );

- коефіцієнт середнього навантаження, що являє собою відношення середнього навантаження ( $Q_{ср}$ ) котельні до максимального ( $Q_{макс}$ ) –

$$(K_{ср} = Q_{ср} / Q_{макс});$$

- коефіцієнт використання максимуму навантаження - ( $K_m = K_{год} K_{ср}$ );

- кількість годин використання максимуму теплового навантаження упродовж року - ( $h_o = K_m 8760$ );

- коефіцієнт використання встановленої потужності -  $(K_{\text{вст}} = K_{\text{м}} / (Q_{\text{вст}} / Q_{\text{макс}}))$ ;

- річна кількість годин використання встановленої потужності –

$$(h_{\text{річ}} = K_{\text{вст}} 8760).$$