

О. О. Алексахін, О. В. Панчук

**ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ І ВЕНТИЛЯЦІЯ.
ВИБРАНІ ЗАДАЧІ**

Навчальний посібник

Харків – 2017



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ
УКРАЇНИ

УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО
ТРАНСПОРТУ

О. О. Алексахін, О. В. Панчук

**ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ І ВЕНТИЛЯЦІЯ.
ВИБРАНІ ЗАДАЧІ**

Навчальний посібник

Харків – 2017

УДК [697.34:696.2:697.9](075)
ББК 31.3я73-6+38.762.2я73-6
А 46

*Рекомендовано вченою радою Українського державного
університету залізничного транспорту як навчальний посібник
(витяг з протоколу № 4 від 30 травня 2017 р.)*

Рецензенти:

професори В. А. Маляренко (ХНУМГ ім. О. М. Бекетова),
А. М. Ганжа (НТУ «ХП»)

А 46 Алексахін О. О., Панчук О. В. Теплогазопостачання і
вентиляція. Вибрані задачі: Навч. посібник. – Харків:
УкрДУЗТ, 2017. – 230 с., рис. 64, табл. 79.
ISBN 978-617-654-039-7

Навчальний посібник містить відомості про принципи роботи систем теплопостачання і газопостачання, вентиляції і кондиціонування повітря. Для кожної з систем розглянуто питання призначення, класифікації, влаштування, роботи і розрахунку. Розглянуто основне обладнання вказаних систем. Викладенню матеріалів з питань функціонування інженерних систем передують теоретичні розділи, у яких подано основні рівняння для обчислення параметрів систем. Наведено приклади використання відомих розрахункових методик і розв'язання задач, що виникають при виборі обладнання систем.

Посібник може бути використаний при самостійному вивченні курсу, а також при виконанні курсових і дипломних проєктів. Розрахований для студентів будівельних спеціальностей.

УДК [697.34:696.2:697.9](075)
ББК 31.3я73-6+38.762.2я73-6

ISBN 978-617-654-039-7

© Український державний університет
залізничного транспорту, 2017.

Навчальний посібник

Алексахін Олександр Олександрович,
Панчук Олександр Вікторович

**ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ І ВЕНТИЛЯЦІЯ.
ВИБРАНІ ЗАДАЧІ**

Відповідальний за випуск Алексахін О. О.

Редактор Ібрагімова Н. В.

Підписано до друку 26.12.16 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 10,5. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

Зміст

Вступ.....	4
1. Основи теплопередачі.....	5
1.1. Термічний опір матеріалів. Теплотехнічний розрахунок огороджувальних конструкцій будівель.....	5
1.2. Тепловий баланс приміщень.....	12
Контрольні запитання.....	21
2. Теплопостачання міст.....	23
2.1. Загальна характеристика систем теплопостачання..	23
2.2. Обчислення потреби в теплоті для об'єктів.....	24
2.3. Джерела теплопостачання.....	35
2.4. Теплові мережі.....	47
2.5. Розрахунки схем приєднання споживачів до теплових мереж.....	80
Контрольні запитання.....	104
3. Газопостачання міст.....	106
3.1. Загальна характеристика систем газопостачання....	106
3.2. Обчислення витрат газу для споживачів.....	109
3.3. Гідравлічний розрахунок газопроводів.....	120
Контрольні запитання.....	146
4. Вентиляція та кондиціонування повітря.....	148
4.1. Визначення основних параметрів систем вентиляції.....	148
4.2. Призначення, класифікація, улаштування, робота систем вентиляції та кондиціонування повітря.....	165
Контрольні запитання.....	215
Бібліографічний список.....	216
Додатки.....	219

Вступ

Житлово-комунальний комплекс України посідає третє місце (після металургійної та хімічної промисловості) за обсягом споживання теплоти, причому основні споживачі енергії знаходяться в містах. Тільки на опалення будинків витрачається близько 40 % всіх спожитих теплоенергетичних ресурсів. Структура систем життєзабезпечення міст має відмінності, обумовлені розмірами міста, але є і багато спільного. Характерною особливістю енергозабезпечення великих міст є високий рівень централізації систем з наявністю джерел енергії, систем приймання ресурсів у споживачів і розгалужені мережі, які з'єднують виробників і споживачів енергії. Тому основна увага в посібнику приділена саме централізованим системам.

У навчальному посібнику розглянуто питання забезпечення комфортних параметрів середовища у приміщеннях, улаштування систем опалення і вентиляції; вироблення, транспортування і використання теплової енергії; транспортування і розподілу природного газу. Розділи посібника містять теоретичні відомості, необхідні при розв'язанні задач, приклади розрахунків і задачі для самостійної роботи.

У додатках до посібника наведено необхідний довідковий матеріал. Додатки 1 і 2 містять співвідношення одиниць вимірювання міжнародної системи з одиницями інших систем та утворення деяких кратних і часткових одиниць.

Посібник призначений для студентів будівельних спеціальностей.

1. ОСНОВИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ

1.1. Термічний опір матеріалів. Теплотехнічний розрахунок огорожувальних конструкцій будівель

Температурний режим приміщення значною мірою визначається втратами теплоти через огорожувальні конструкції будівель, які у свою чергу залежать від здатності матеріалів проводити теплоту і від інтенсивності обміну теплотою між повітрям і поверхнею будівельної конструкції.

Теплопровідність – це процес розповсюдження теплової енергії в тілах завдяки міжмолекулярному перенесенню молекулами цього тіла. У чистому вигляді теплопровідність проявляється у твердих тілах. У рідинах і газах вона супроводжується іншими видами теплообміну.

Кількісною оцінкою здатності матеріалу проводити теплову енергію є коефіцієнт теплопровідності λ , що залежить від роду матеріалу, його щільності, вологості і температури. Значення коефіцієнтів теплопровідності деяких будівельних матеріалів наведено в дод. 3. Величина теплового потоку, що проходить всередині однорідної стінки товщиною δ від поверхні з температурою t_1 до поверхні з температурою t_2 , визначається законом Фур'є

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2)F, \quad (1.1)$$

де F – площа поверхні стінки, перпендикулярна до напрямку розповсюдження теплового потоку.

Для стінки, складеної з декількох шарів (рис. 1.1), що мають різні коефіцієнти теплопровідності, величина теплового потоку визначається формулою

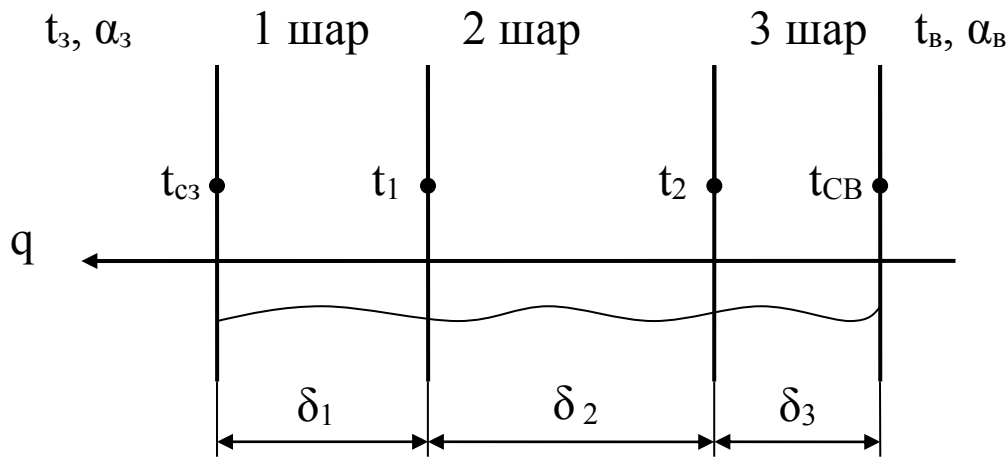


Рис. 1.1. Розрахункова схема тришарового зовнішнього огородження: δ – товщина шару; t_3, t_B – температура зовнішнього і внутрішнього повітря відповідно

$$Q = \frac{(t_1 - t_n)F}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} \quad (1.2)$$

Величину $\frac{\delta}{\lambda}$ називають термічним опором шару матеріалу. Вводячи для неї позначення R , рівняння (1.2) можна записати як

$$Q = \frac{(t_1 - t_n)F}{R_1 + R_2 + \dots + R_n} \quad (1.2, a)$$

Теплову взаємодію потоку речовини (рідини, газу), яка рухається вздовж твердої поверхні, з цією поверхнею називають тепловіддачею або конвективним теплообміном. Величину теплового потоку від речовини до поверхні або у зворотному напрямку визначають рівнянням тепловіддачі

$$Q = \alpha(t_p - t_n)F, \quad (1.3)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі;

F – площа поверхні тепловіддачі;

t_p, t_n – температура речовини та поверхні відповідно.

Коефіцієнт тепловіддачі чисельно дорівнює тепловому потоку, яким обмінюються речовина і поверхня тіла, якщо різниця температур між ними становить 1 °С, а площа поверхні тепловіддачі 1 м². Величина коефіцієнта тепловіддачі залежить від швидкості та режиму руху речовини, її теплофізичних характеристик (теплоємність, теплопровідність, в'язкість тощо), геометричної форми та розмірів поверхні, ряду інших факторів.

Процес розповсюдження теплової енергії від одного середовища, що характеризується параметрами t_{Γ} , ω_{Γ} , α_{Γ} , до другого середовища з параметрами t_x , ω_x , α_x через стінку, що розділяє ці речовини, називають теплопередачею (ω – швидкість руху речовини, α – коефіцієнт теплообміну речовини з відповідною поверхнею стінки). Процес теплопередачі складається з тепловіддачі від більш нагрітої речовини до поверхні стінки, теплопровідності самої стінки від однієї її поверхні до протилежної і тепловіддачі від цієї поверхні до менш нагрітої речовини.

Тепловий потік, який передається від більш нагрітого середовища до середовища з меншою температурою, обчислюють за рівнянням теплопередачі

$$Q = K(t_{\Gamma} - t_x)F = \frac{(t_{\Gamma} - t_x)F}{R_{\Gamma}}, \quad (1.4)$$

де $K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma}} + \sum_{i=1}^n R_i + \frac{1}{\alpha_x}}$ - коефіцієнт теплопередачі.

Величину $R_{\alpha} = 1/\alpha$ називають термічним опором теплообміну між середовищем і поверхнею стінки.

Мета теплотехнічного розрахунку огорожень – перевірка відповідності фактичного термічного опору конструкції санітарно-гігієнічним і нормативним вимогам. Фактичний термічний опір огороження визначають за формулою

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_B} + \sum_{i=1}^n R_i + \frac{1}{\alpha_3}. \quad (1.5)$$

При обчисленнях величину коефіцієнта тепловіддачі від внутрішнього повітря до поверхні огородження, за нормативними матеріалами, можна прийняти рівним $\alpha_{\text{в}} = 8,7 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$, коефіцієнта тепловіддачі від поверхні огородження до зовнішнього повітря $\alpha_{\text{в}} = 23 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$.

Нормативні значення опору теплопередачі $R_{\text{норм}}$ приймають залежно від кліматичної зони України, у якій розташовано будівлю. Якщо фактичний опір теплопередачі менше від нормативного, необхідно збільшити товщину шарів огороджувальної конструкції чи застосувати матеріали з меншим коефіцієнтом теплопровідності. Можливо також передбачити додатковий шар теплової ізоляції. Для обраного матеріалу ізоляції (тобто коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{\text{із}}$ відомий) товщину шару теплоізоляції визначають за формулою

$$\delta_{\text{із}} = (R_{\text{норм}} - R_0) \lambda_{\text{із}} . \quad (1.6)$$

Розрахункові задачі

1.1. Обчислити питомий тепловий потік через 1 м^2 плоскої однорідної стінки ($\lambda = 1,69 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$) товщиною 200 мм , якщо температура на поверхнях стінки дорівнює $t_{\text{с1}} = 15 \text{ °С}$, $t_{\text{с2}} = -15 \text{ °С}$.

Відповідь: $253,5 \text{ Вт/м}^2$.

1.2. Визначити температуру матеріалу стінки на відстані від її внутрішньої поверхні, якщо товщина стінки 400 мм , коефіцієнт теплопровідності матеріалу $0,66 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$. На внутрішній і зовнішній поверхнях стінки температури постійні і дорівнюють відповідно 17 °С та -10 °С .

Відповідь: $3,5 \text{ °С}$.

1.3. Визначити товщину стінки ($\lambda = 0,59 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$), яка б забезпечила величину теплового потоку $q = 200 \text{ Вт/м}^2$. Різниця температур на поверхнях становить 20 °С .

Відповідь: $0,052 \text{ м}$.

1.4. Плоску стінку виготовлено з двох шарів. Перший шар має коефіцієнт теплопровідності матеріалу $0,23 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$ і товщину 145 мм , другий – відповідно $0,5 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$ і 100 мм . Обчислити температуру на зовнішній поверхні другого шару, якщо температура на поверхнях першого шару дорівнює $20 \text{ }^\circ\text{С}$ та $10 \text{ }^\circ\text{С}$.

Відповідь: $6 \text{ }^\circ\text{С}$.

1.5. Стінка товщиною 210 мм виготовлена з матеріалу, що має коефіцієнт теплопровідності $0,42 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$. З боку внутрішнього повітря стінка має шар штукатурки товщиною 4 мм з коефіцієнтом теплопровідності $0,8 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$, з боку зовнішнього повітря – азбоцементні плити товщиною 10 мм з коефіцієнтом теплопровідності $0,09 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$. Визначити розподіл температур у конструкції стіни і величину теплових втрат через огороження, якщо площа поверхні стіни дорівнює 10 м^2 . Температура поверхні стіни з боку внутрішнього повітря становить $t_1 = 17 \text{ }^\circ\text{С}$, з боку зовнішнього $t_4 = -20 \text{ }^\circ\text{С}$.

Розв'язання

1. Тепловий потік всередині стіни обчислюємо за формулою (1.2):

$$Q = \frac{(t_1 - t_n)F}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} = \frac{[17 - (-20)] * 10}{\frac{0,004}{0,8} + \frac{0,21}{0,42} + \frac{0,01}{0,09}} = 601,6 \text{ Вт.}$$

2. Записуючи рівняння (1.1) для першого шару, знаходимо невідому температуру у площині контакту першого та другого шарів конструкції. При цьому вважаємо, що процес стаціонарний і температури не змінюються у часі. Для стаціонарних процесів виконується умова – тепловий потік через конструкцію в цілому і через кожний з шарів однаковий, тобто $Q_1 = Q$:

$$t_2 = t_1 - \frac{Q * \delta_1}{\lambda_1 * F} = 17 - \frac{601,6 * 0,004}{0,8 * 10} = 16,7 \text{ }^\circ\text{С.}$$

3. Аналогічно знаходимо температуру у площині контакту другого та третього шарів конструкції:

$$t_3 = t_2 - \frac{Q \cdot \delta_2}{\lambda_2 \cdot F} = 17 - \frac{601,6 \cdot 0,21}{0,42 \cdot 10} = -13,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

4. Перевірку результатів обчислень можна здійснити, визначивши температуру t_3 з рівняння теплопровідності для третього шару конструкції:

$$Q_3 = Q = \frac{\lambda_3}{\delta_3} (t_3 - t_4) F,$$

$$t_3 = t_4 + \frac{Q \cdot \delta_3}{\lambda_3 \cdot F} = -20 + \frac{601,6 \cdot 0,01}{0,09 \cdot 10} = -13,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

5. Наносимо визначені температури на поверхнях шарів огорожувальної конструкції і, беручи до уваги, що температура в межах кожного з шарів змінюється за лінійним законом, креслимо графік зміни температури по товщині конструкції (рис. 1.2).

1.6. Обчислити, як для умов завдання 1.5 зміняться теплові втрати через стінку, якщо товщину азбоцементної плити збільшити втричі.

Відповідь: тепловтрати зменшаться приблизно на 27 %.

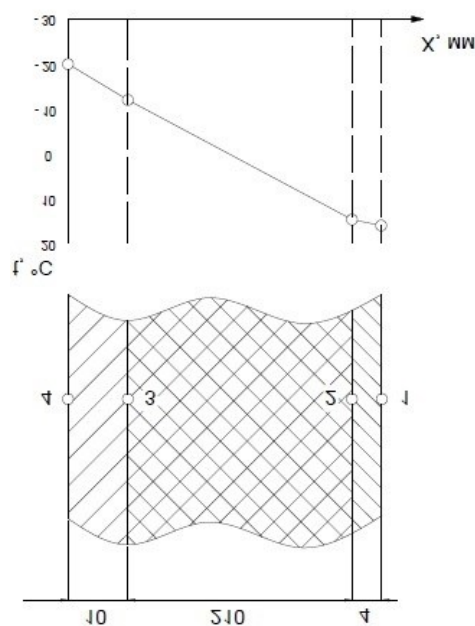


Рис. 1.2. Розподіл температури по товщині огорожувальної конструкції: 1...4 – розрахункові точки

1.7. Обчислити тепловий потік через залізобетонну стінку ($\lambda = 1,92 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$) товщиною 300 мм, якщо температура повітря з одного боку стінки становить $t_{c1} = 20^\circ\text{С}$, з іншого $t_{c2} = -20^\circ\text{С}$, а коефіцієнти тепловіддачі відповідно дорівнюють $\alpha_1 = 8,7 \text{ Вт/м}^2\text{С}$, $\alpha_2 = 23 \text{ Вт/м}^2\text{С}$. Розміри стіни $3 \times 6 \text{ м}$.

Відповідь: 2288,1 Вт.

1.8. Для умов попередньої задачі визначити товщину залізобетонної стінки, необхідну для зменшення теплових втрат через стінку вдвічі.

Відповідь: 0,9 м.

1.9. Для умов задачі 1.7 визначити товщину додаткового шару теплоізоляції ($\lambda_{із} = 0,05 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$), щоб забезпечити зменшення теплових втрат вдвічі.

Відповідь: 0,0157 м = 15,7 мм.

1.10. Для двошарової стінки визначити температуру у площині контакту шарів, якщо коефіцієнти теплообміну між зовнішнім повітрям і поверхнею стінки становить $\alpha_1 = 30 \text{ Вт/м}^2\text{С}$, між поверхнею і внутрішнім повітрям $\alpha_2 = 10 \text{ Вт/м}^2\text{С}$. Температуру зовнішнього t_{c1} і внутрішнього t_{c2} повітря прийняти за табл. 1.1. Товщина δ і коефіцієнт теплопровідності шарів наведені в табл. 1.2, 1.3. Побудувати графіки зміни температури по товщині стінки.

Таблиця 1.1

Температура зовнішнього та внутрішнього повітря

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{c1}, ^\circ\text{С}$	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+2	+4	+6
$t_{c2}, ^\circ\text{С}$	18	18	18	18	18	20	20	20	20	20

Таблиця 1.2

Параметри першого шару стінки

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\delta_1, \text{ м}$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
$\lambda_1, \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$	0,05	0,14	0,35	0,47	0,76	0,14	0,35	0,47	0,76	1,9

Таблиця 1.3

Параметри другого шару стінки

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\delta_2, \text{м}$	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,35	0,35	0,35
$\lambda_2, \text{Вт/м}^\circ\text{С}$	0,35	0,14	0,76	0,14	0,35	0,76	0,35	0,76	0,80	1,2

1.11. Зовнішню стіну будівлі складено з трьох шарів, характеристики яких подано в табл. 1.4. Визначити необхідну товщину шару теплової ізоляції для забезпечення нормативного опору теплопередачі $2,4 \text{ м}^2\text{°С/Вт}$, якщо коефіцієнт теплообміну між поверхнею стіни і зовнішнім повітрям дорівнює $23 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$, а між поверхнею стіни і внутрішнім повітрям $8,7 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу теплової ізоляції прийняти рівним $0,09 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$.

Відповідь: $0,086 \text{ м}$.

Таблиця 1.4

Характеристики шарів будівельної конструкції

Номер шару	Матеріал шару	Характеристика	
		Товщина, мм	Коефіцієнт теплопровідності, $\text{Вт/м}^\circ\text{С}$
1	Штукатурка	15	0,76
2	Цегляна кладка	500	0,64
3	Штукатурка	10	0,70

1.2. Тепловий баланс приміщень

Тепловий баланс приміщення встановлює відповідність надходження $Q_{\text{н}}$ й втрат $Q_{\text{вт}}$ теплоти і має вигляд

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{вт}}, \quad (1.7)$$

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{о}} + Q_{\text{л}} + Q_{\text{тп}} + Q_{\text{ос}} + Q_{\text{ск}}, \quad (1.8)$$

$$Q_{\text{вТ}} = Q_{\text{А}} + Q_{\text{В}}, \quad (1.9)$$

де $Q_{\text{о}}$ – надходження теплоти у приміщення від системи опалення;

$Q_{\text{л}}, Q_{\text{тп}}$ - надходження теплоти від людей та технологічного обладнання і процесі, відповідно;

$Q_{\text{ос}}, Q_{\text{ск}}$ - надходження теплоти від освітлювальних приладів і через скління;

$Q_{\text{А}}$ - втрати теплоти через всі види огорожувальних конструкцій приміщення (зовнішні стіни, вікна, перекриття тощо);

$Q_{\text{В}}$ - витрати теплоти для нагріву вентиляційного повітря.

Тепловий баланс складають, як правило, з метою визначення теплової потужності системи опалення і подальшого підбору опалювальних приладів для приміщення. Для цього попередньо обчислюють витратну складову теплового балансу за формулою (1.9) і можливі надходження теплоти у приміщення. Потужність системи опалення приміщення дорівнює

$$Q_{\text{о}} = Q_{\text{А}} + Q_{\text{В}} - Q_{\text{л}} - Q_{\text{тп}} - Q_{\text{ос}} - Q_{\text{ск}}. \quad (1.10)$$

Визначення площі поверхні теплообміну опалювальних приладів здійснюють на основі рівняння (1.10) з урахуванням теплового потоку, який надходить до приміщення від неізолюваних трубопроводів опалення $Q_{\text{тр}}$ (табл. 1.5). Значення теплового потоку в табл. 1.5 подано залежно від діаметра трубопроводів і різниці температури теплоносія в опалювальному приладі $t_{\text{сер}}$ і навколишнього повітря $t_{\text{п}}$.

Тепловий потік, що надходить до приміщення від опалювальних приладів, обчислюють за формулою

$$Q_{\text{оп}} = Q_{\text{о}} - 0,9Q_{\text{тр}}. \quad (1.11)$$

Таблиця 1.5

Питомий тепловий потік від неізолюваних трубопроводів
(сталевих водогазопровідних)

Різниця температур $\Delta t_{\text{сер}} = t_{\text{сер}} - t_{\text{п}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	Тепловий потік $q_{\text{тр}}$ при $D_{\text{у}}, \text{ мм}$				
	15	20	25	32	40
Горизонтальні труби					
30	29	35	41	52	58
40	40	52	58	71	81
50	46	64	79	93	105
60	65	81	110	129	146
70	79	99	122	142	163
80	94	117	146	172	194
90	112	137	171	201	227
Вертикальні труби					
30	17	21	33	40	49
40	23	33	44	56	64
50	35	47	61	78	88
60	49	62	79	99	110
70	58	77	100	121	139
80	76	93	106	145	168
90	87	110	141	174	197

Для системи, утвореної з ділянок різного діаметра, $Q_{\text{тр}}$ обчислюють як суму втрат теплоти для окремих ділянок. У межах кожної з ділянок діаметр трубопроводу незмінний.

$$Q_{\text{тр}} = \sum_{i=1}^k (q_{\text{тр},i} * l_{\text{тр},i}), \quad (1.12)$$

де $l_{\text{тр},i}$ – довжина ділянки;

k – кількість ділянок.

Тепловий потік через огорожувальні конструкції будівель обчислюють за формулою

$$Q_{\text{А}} = \frac{1}{R} * A(t_{\text{в}} - t_{\text{з}})(1 + \sum \beta)n, \quad (1.13)$$

де R – опір теплопередачі для елемента огорожувальної конструкції (стіна, вікно, перекриття тощо);

A – розрахункова площа елемента огорожувальної конструкції (для зовнішньої стіни величину A обчислюють без урахування площі встановлених на ній вікон);

$t_{в}$, $t_{з}$ – температура внутрішнього і зовнішнього повітря;

$\sum \beta$ – додаткові втрати теплоти в частинах від основних втрат (приймають рівними 0,05-0,1);

n – коефіцієнт, який приймають залежно від положення зовнішньої поверхні огороження відносно зовнішнього повітря (для зовнішніх стін і вікон $n=1$; для перекриття над неопалюваними підвалами $n=0,6$; для перекриття горищ $n=0,75$).

Витрати теплоти для нагріву повітря, що надходить у приміщення (інфільтрація), визначають за формулою

$$Q_{в} = 0,337A_{п} * h(t_{в} - t_{з}), \quad (1.14)$$

де $A_{п}$ - площа підлоги;

h – висота приміщення.

Теплове навантаження стояка системи опалення будівлі $Q_{ст}$ обчислюють як суму потужностей приєднаних до цього стояка опалювальних приладів. Витрати теплоносія через стояк визначають за формулою

$$G_{ст} = \frac{Q_{ст}}{C(\tau_1 - \tau_2)}, \quad (1.15)$$

де τ_1 , τ_2 – температура теплоносія на вході у стояк й на виході з нього;

C – питома теплоємність теплоносія.

Розрахункові задачі

1.12. Характеристику шарів конструкції зовнішньої стіни подано у табл.1.6. Визначити товщину шару матеріалу теплової ізоляції (коефіцієнт теплопровідності матеріалу подано в

табл. 1.6) забезпечення нормативного опору теплопередачі (значення наведені в табл. 1.6). Коефіцієнт тепловіддачі з боку зовнішнього і внутрішнього повітря прийняти за задачею 1.11.

Таблиця 1.6

Вихідні дані до задачі 1.12

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Товщина першого шару, мм	10	15	20	10	15	20	10	15	20	10
Коефіцієнт теплопровідності першого шару, Вт/м ^{°C}	0,70	0,70	0,70	0,80	0,80	0,80	0,76	0,76	0,76	0,76
Товщина другого шару, мм	280	280	500	500	320	320	750	750	300	300
Коефіцієнт теплопровідності другого шару, Вт/м ^{°C}	1,92	2,04	0,76	0,87	0,90	1,10	0,64	0,76	0,35	0,4
Товщина третього шару, мм	50	20	15	10	60	20	10	75	15	10
Коефіцієнт теплопровідності третього шару, Вт/м ^{°C}	0,04	0,70	0,70	0,70	0,05	0,70	0,70	0,04	0,70	0,70
Коефіцієнт теплопровідності теплової ізоляції, Вт/м ^{°C}	0,04	0,04	0,06	0,06	0,05	0,05	0,04	0,06	0,07	0,03
Нормативний опір теплопередачі, м ² °C/Вт	2,8	2,6	2,2	1,8	2,8	2,6	2,2	1,8	2,8	2,6

1.13. Визначити теплові втрати (тепловий потік) через зовнішню стіну розмірами 5×4 м. Температура зовнішнього і внутрішнього повітря дорівнює відповідно -10 °C і 18 °C. Додаткові втрати теплоти вважати величиною $\sum \beta = 0,05$. Стіну виконано з трьох шарів. Характеристики шарів прийняти за

табл. 1.6 для варіанта 3. Коефіцієнти тепловіддачі з боку зовнішнього і внутрішнього повітря прийняти за задачею 1.11.

Відповідь: 680 Вт.

1.14. Обчислити як зміняться втрати теплоти через зовнішню стіну, якщо на неї нанести шар додаткової теплоізоляції товщиною 50 мм з матеріалу, що має коефіцієнт теплопровідності 0,04 Вт/м°C. Інші дані прийняти за попередньою задачею.

Відповідь: 278 Вт; тепловтрати зменшаться у 2,45 разу.

1.15. Визначити теплові втрати приміщенням третього поверху триповерхової будівлі, геометричні розміри якого подано в табл. 1.7, за умови, що дві стіни приміщення зовнішні і на одній з них є вікно розміром 1400×1600 мм. Термічний опір конструкції огороження і температури повітря прийняти за табл. 1.8. Додаткові втрати теплоти вважати величиною $\sum \beta=0,05$.

Таблиця 1.7

Характеристики приміщень

Геометричний розмір, м	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ширина	6,0	5,5	5,2	5,0	4,5	4,2	4,0	3,5	6,0	7,0
довжина	6,0	6,0	6,0	6,0	5,0	5,0	5,0	5,0	7,0	7,0
висота	3,3	3,3	2,8	2,8	3,1	3,1	3,5	3,5	3,0	3,5

Таблиця 1.8

Опір теплопередачі для конструкцій огороження приміщень і температура повітря

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Опір теплопередачі, м ² °C/Вт:										
- зовнішні стіни	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
- перекриття горища	3,0	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9
- вікна	0,6	0,5	0,4	0,3	0,6	0,5	0,4	0,3	0,6	0,5
Температура повітря, °C										
- зовнішнього	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	-20
- внутрішнього	18	17	16	15	18	17	16	15	18	19

1.16. Для вихідних даних попередньої задачі обчислити, як зміняться втрати теплоти приміщенням, якщо на зовнішню поверхню перекриття горища нанести шар теплової ізоляції товщиною 100 мм, виготовлену з матеріалу, що має коефіцієнт теплопровідності $0,11 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$.

1.17. Обчислити теплову потужність опалювальних приладів для обігріву приміщення, розташованого на останньому поверсі житлового будинку, якщо опір теплопередачі для зовнішньої стіни і перекриття над стелею становить відповідно $2 \text{ м}^2\text{°С/Вт}$ і $2,7 \text{ м}^2\text{°С/Вт}$, а ширина, довжина і висота приміщення $4 \times 6 \times 3 \text{ м}$. Із зовнішнім повітрям контактує стіна довжиною 6 м , на якій є вікно площею поверхні $2,6 \text{ м}^2$, термічний опір вікна $0,5 \text{ м}^2\text{°С/Вт}$. Загальна довжина прокладених у приміщенні горизонтальних неізолюваних трубопроводів діаметром 20 мм становить $3,2 \text{ м}$. Сумарні надходження теплоти від сторонніх джерел дорівнюють 170 Вт . Температура зовнішнього і внутрішнього повітря дорівнює відповідно -23 °С і 20 °С . Додаткові втрати теплоти вважати величиною $\sum \beta = 0,05$.

Розв'язання

1. Теплові втрати через зовнішні стіни

$$Q_1 = \frac{1}{R_1} * A_1 (t_{\text{в}} - t_3) (1 + \sum \beta) n_1 = \frac{1}{2,0} * 15,4 (20 + 23) (1 + 0,05) * 1 = 347,66 \text{ Вт},$$

$A_1 = 6 * 3 - 2,6 = 15,4 \text{ м}^2$ - площа стіни без урахування площі вікна.

2. Теплові втрати через перекриття над стелею

$$Q_2 = \frac{1}{R_2} * A_2 (t_{\text{в}} - t_3) (1 + \sum \beta) n_2 = \frac{1}{2,7} * 24 (20 + 23) (1 + 0,05) * 0,75 = 301 \text{ Вт},$$

$A_2 = 6 * 4 = 24 \text{ м}^2$ - площа поверхні.

3. Теплові втрати через вікно

$$Q_3 = \frac{1}{R_3} * A_3 (t_{\text{в}} - t_3) (1 + \sum \beta) n_1 = \frac{1}{0,5} * 2,6 (20 + 23) (1 + 0,05) * 1 = 234,8 \text{ Вт}.$$

4. Сумарні втрати теплоти через огорожувальні конструкції

$$Q_A = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 347,66 + 301 + 234,8 = 883,46 \text{ Вт.}$$

5. Витрати теплоти для нагріву вентиляційного повітря

$$Q_B = 0,337 A_2 * h(t_B - t_3) = 0,337 * 24 * 3(20 + 23) = 1043 \text{ Вт.}$$

6. Тепловий потік від неізолюваних трубопроводів в опалюваному приміщенні

$$Q_{\text{тр}} = q_{\text{тр}} * l_{\text{тр}} = 108 * 3,2 = 345,6 \text{ Вт,}$$

$q_{\text{тр}} = 108 \text{ Вт/м}$ – питомий тепловий потік (табл. 1.5).

7. Теплова потужність опалювальних приладів

$$Q_{\text{оп}} = Q_A + Q_B - 0,9 Q_{\text{тр}} - Q_{\text{ст}} = 883,46 + 1043 - 0,9 * 345,6 - 170 = 1445,4 \text{ Вт.}$$

1.18. Використовуючи вихідні дані попередньої задачі, визначити кількість секцій радіатора М140А при площі однієї секції $f = 0,254 \text{ м}^2$, якщо коефіцієнт теплопередачі радіатора становить $10 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{С}$. Різницю температур теплоносія в опалювальному приладі і повітря у приміщенні прийняти $\Delta t_{\text{ср}} = 75 \text{ } ^\circ\text{С}$.

Розв'язання

1. Сумарну площу поверхні тепловіддачі опалювальних приладів обчислюємо з рівняння теплопередачі

$$F = \frac{Q_{\text{оп}}}{K * \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{1445,4}{10 * 75} = 1,93 \text{ м}^2.$$

2. Кількість секцій

$$n = F/f = 1,93/0,254 = 7,6 = 8 \text{ шт.}$$

1.19. Для умов задачі 1.17 обчислити потужність опалювальних приладів для обігріву приміщення, розташованого на третьому поверсі п'ятиповерхової будівлі.

Відповідь: 1144,4 Вт.

1.20. Використовуючи вихідні дані і результати розв'язання задач 1.17, 1.19, визначити кількість секцій радіатора M140A, якщо на зовнішні стіни приміщення нанесено шар додаткової теплової ізоляції, характеристику якого подано в табл. 1.9.

Таблиця 1.9

Характеристика шару теплової ізоляції

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Товщина шару, м	0,1	0,1	0,09	0,09	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06	0,06
Коефіцієнт теплопровідності шару, Вт/м ^{°C}	0,06	0,05	0,04	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04

1.21. Приміщення має одну стіну, що контактує із зовнішнім повітрям з температурою -10°C . Розміри стіни 4×6 м, на стіні є вікно площею поверхні $3,5 \text{ м}^2$. Температура повітря в даному приміщенні і сусідніх приміщеннях дорівнює 18°C . Опір теплопередачі для стіни дорівнює $2,0 \text{ м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C} / \text{Вт}$, для вікна $0,5 \text{ м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C} / \text{Вт}$. Обчислити втрати теплоти через стінку в зовнішнє повітря.

Відповідь: 507,2 Вт.

1.22. Визначити втрати теплоти через огороження одноповерхової будівлі, утвореної одним приміщенням, у якому підтримують температуру повітря 20°C при температурі зовнішнього повітря -10°C . Ширина, довжина та висота приміщення 4 м, 6 м та 3 м. На одній стіні є два вікна загальною площею 6 м^2 . Опір теплопередачі огороження стіни $2,1 \text{ м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C} / \text{Вт}$, вікон $0,5 \text{ м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C} / \text{Вт}$, перекриття горища

2,4 м² °С /Вт, перекриття підвалу 2,5 м² °С /Вт. Температуру повітря в підвалі прийняти 12 °С. Коефіцієнт n прийняти рівним 1,0 для горизонтальних огорожень (стіни, вікна), 0,7 для перекриття горища та 0,4 для перекриття підвалу.

Відповідь: 1437 Вт.

1.23. Обчислити, як зміниться величина теплових втрат приміщенням, якщо на стіни нанести шар теплової ізоляції товщиною 50 мм з матеріалу, що має коефіцієнт теплопровідності 0,05 Вт/м×°С. Інші дані для розрахунків прийняти за попередньою задачею.

Відповідь: теплові втрати зменшаться на 22 % і становитимуть 1177 Вт.

1.24. Використовуючи результати розв'язання задач 1.18, 1.19, обчислити річну економію теплоти і річну економію палива на опалення приміщення за умови, що опалювальний період триває 195 діб, а на вироблення 1 ГДж теплоти витрачається 26,3 м³ природного газу.

Відповідь: 4,26×10⁹ Дж теплоти і 112 м³ газу.

Контрольні запитання

1. Назвати елементарні способи розповсюдження теплоти.
2. Охарактеризувати процес розповсюдження теплоти теплопровідністю.
3. Назвати фізичний сенс коефіцієнта теплопровідності.
4. Назвати фактори, які визначають величину коефіцієнта теплопровідності будівельних матеріалів.
5. Записати рівняння теплопровідності для багатошарової плоскої стінки.
6. Записати формулу для обчислення термічного опору плоского шару матеріалу.
7. Записати формулу для обчислення термічного опору циліндричного шару матеріалу.
8. Записати формулу для обчислення теплового потоку при конвективному теплообміні.

9. Назвати фізичний сенс коефіцієнта конвективного теплообміну (тепловіддачі).

10. Назвати фактори, які визначають величину коефіцієнта конвективного теплообміну (тепловіддачі).

11. Назвати елементарні способи розповсюдження теплоти, з яких складається процес теплопередачі.

12. Записати рівняння теплопередачі для плоскої стінки.

13. Записати формулу для обчислення коефіцієнта теплопередачі.

14. Записати формулу для обчислення опору теплопередачі.

15. Назвати заходи, що забезпечують збільшення опору теплопередачі будівельних конструкцій.

16. Назвати складові теплового балансу приміщення.

17. Назвати складові витратної частини теплового балансу приміщення.

18. Назвати джерела надходження теплоти до приміщення.

19. Назвати фактори, від яких залежить величина теплових втрат через огорожувальну конструкцію будівлі в зимовий період.

20. Записати формулу для обчислення теплового потоку (теплових втрат) через огорожувальну конструкцію будівлі.

21. Записати формулу, за якою обчислюють теплову продуктивність системи опалення приміщення.

22. Записати формулу, за якою обчислюють витрати теплоти для нагріву вентиляційного повітря, що надходить у приміщення.

23. Вказати температуру зовнішнього повітря, яку приймають при розрахунку системи опалення.

24. Записати формулу, за якою обчислюють необхідну теплову продуктивність опалювальних приладів.

25. Назвати величини, від яких залежать витрати теплоносія через стояк системи опалення.

2. ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ МІСТ

2.1. Загальна характеристика систем теплопостачання

Системи теплопостачання міст призначені для вироблення, транспортування теплоти і її розподілу між споживачами. Системи теплопостачання здійснюють подачу теплоти у приміщення для забезпечення в них комфортних параметрів внутрішнього повітря, приготування гарячої води для санітарно-побутових потреб і на виконання технологічних процесів на промислових підприємствах. Залежно від розташування джерела теплоти відносно споживачів розрізняють місцеві системи (або їх ще називають локальними чи децентралізованими) і централізовані. У першому випадку вироблення теплоти відбувається в будівлі або приміщенні, у якому вона використовується. Для централізованих систем характерні такі ознаки: декілька споживачів приєднані до одного джерела теплоти, значна відстань між місцем вироблення та місцем використання енергії. Більшість споживачів в Україні споживають теплоту від централізованих систем. Цьому сприяло краще використання палива, більші можливості проведення заходів з боротьби із забрудненням навколишнього середовища продуктами спалювання палива, зменшення витрат на експлуатацію. Централізовані системи теплопостачання складаються з трьох основних елементів: джерела теплоти, теплові мережі, системи використання теплової енергії у споживачів. Розрізняють централізоване теплопостачання на базі комбінованого вироблення теплової та електричної енергії на ТЕЦ, яке називають теплофікацією, і централізоване теплопостачання від комунальних опалювальних і промислових котелень.

Використання теплоелектроцентралей (ТЕЦ) вважають економічно доцільним для міст з кількістю мешканців більше 250 тисяч. У малих і середніх містах як джерела теплоти використовують переважно опалювальні котельні. Однак у крупних містах система теплопостачання характеризується складною структурою з декількома різнотипними джерелами теплоти, які працюють на спільні теплові мережі. Часто до

структури теплопостачання міста входять також і промислові котельні, які не тільки забезпечують теплотою технологічні процеси промислових підприємств, але і відпускають теплову енергію відомчим житловим будинкам.

2.2. Обчислення потреби в теплоті для об'єктів

У житловому мікрорайоні тепла енергія витрачається на опалення приміщень, гаряче водопостачання та вентиляцію. Навантаження опалення і вентиляції відносять до сезонних навантажень. Витрати теплоти для потреб гарячого водопостачання необхідно здійснювати протягом усього року. Температура нагріву води для господарсько-побутових потреб і влітку і в опалювальний період становить 55-60 °С [1].

Визначення потреби в тепловій енергії для опалення будівель базується на складанні теплових балансів. Для підтримання температури повітря у приміщенні на потрібному рівні необхідно, щоб при цьому рівні втрати теплоти в навколишнє середовище були компенсовані подачею теплоти через опалювальні прилади. Розрахунок систем опалення будівель здійснюють для середньої температури найхолоднішої п'ятиденки в даній місцевості та нормативної для даного типу приміщення внутрішнього повітря. Розрахункову теплову потужність системи опалення визначають за формулою (1.11).

Витрати теплоти системою вентиляції будівель визначають залежно від витрат повітря $G_{\text{п}}$, що надходить у приміщення при зовнішній температурі t_3 , рівня необхідної внутрішньої температури $t_{\text{в}}$ за формулою

$$Q_{\text{в}} = G_{\text{п}} C_{\text{п}} (t_{\text{в}} - t_3), \quad (2.1)$$

де $C_{\text{п}}$ - питома теплоємність повітря.

При визначенні теплових балансів житлових будинків витрати теплоти $Q_{\text{в}}$ обчислюють для кожного опалюваного приміщення виходячи з необхідності забезпечення підігріву опалювальними приладами зовнішнього повітря, яке надходить у приміщення для його вентиляції, за формулою (1.14).

У централізованих системах теплопостачання гарячу воду для побутових потреб отримують нагрівом холодної води з температурою t_x до необхідної температури t_r . За відсутності конкретних даних температуру холодної водопровідної води в літній період приймають $t_x = 15$ °С, в опалювальний період $t_x = 5$ °С. Температура нагрітої води, за нормативними вимогами, повинна дорівнювати 60 °С після водопідігрівної установки і не менше 55 °С у водорозбірних приладах гарячої води у споживачів. Витрати теплоти для нагріву води дорівнюють

$$Q_r = G_r C_B (t_r - t_x), \quad (2.2)$$

де C_B - питома теплоємність води.

Витрати води на потреби гарячого водопостачання визначають на стадії проектування виходячи з норм водоспоживання для різних категорій споживачів [1].

В укрупнених розрахунках для районів забудови максимальні теплові потоки на опалення, вентиляцію, гаряче водопостачання можна обчислити відповідно за формулами [1]

$$Q_{0.max} = q_0 A (1 + K_1), \quad (2.3)$$

$$Q_{B.max} = q_0 A K_1 K_2, \quad (2.4)$$

$$Q_{h.max} = 2,4 \frac{1,2m(a+b)(t_r - t_x) C_B}{24 \times 3600}, \quad (2.5)$$

$$\text{або } Q_{h.max} = 2,4 q_h m. \quad (2.5, a)$$

У формулах (2.3)-(2.5, a) q_0 - питома опалювальна характеристика будівлі, яку визначають залежно від розрахункової температури зовнішнього повітря для даної місцевості та характеристики будівлі (дод. 4, 5, 6), K_1, K_2 - коефіцієнти, що враховують витрати теплоти на опалення та вентиляцію громадських будівель відповідно, m - кількість мешканців, a - норма витрат води на гаряче водопостачання у житлових будинках на одного мешканця за добу (див. дод. 7), b - те саме для громадських споруд (приймають 25 л на одного

споживача за добу [1]). Максимальними витратами теплоти на опалення та вентиляцію (формули (2.3), (2.4) називають витрати, необхідні для подачі у приміщення при найменшій температурі зовнішнього повітря в даній місцевості. За таку розрахункову приймають середню температуру найхолоднішої п'ятиденки t_{po} (дод. 8).

Обчислення витрат теплоти на опалення для будь-якої температури зовнішнього повітря t_3 здійснюють за формулою

$$Q_o = Q_{o,max} (t_b - t_3) / (t_b - t_{po}). \quad (2.6)$$

Аналогічно визначають витрати теплоти на вентиляцію при поточній температурі зовнішнього повітря:

$$Q_b = Q_{b,max} (t_b - t_3) / (t_b - t_{pb}), \quad (2.7)$$

де t_{pb} - розрахункова для вентиляції температура зовнішнього повітря для даної місцевості (див. дод. 8).

Максимальними витратами теплоти для гарячого водопостачання (формули (2.5), (2.5, а) називають витрати, необхідні для підігріву води в пікові години доби. Співвідношення між величинами витрат теплоти на підігрів гарячої води в літній $Q_{h,l}$ та опалювальний (зимовий) період Q_{h3} має вигляд

$$Q_{h,l} = Q_{h3} (t_r - 15) / (t_b - 5). \quad (2.8)$$

Наведена на рис. 2.1 схема ілюструє структуру системи централізованого теплопостачання міста. На джерелі теплоти при спалюванні палива в котлах здійснюють нагрів теплоносія до необхідних параметрів і подачу його до теплових мереж. По теплопроводах теплоносій транспортується до споживачів. Для приймання теплової енергії в житлових мікрорайонах споруджують центральні теплові пункти (ЦТП), на яких розміщують обладнання для гарячого водопостачання всіх споживачів мікрорайону, підтримання і фіксації параметрів

(температура, тиск, витрати) води і теплоносія, обліку споживання теплоти. Нагрів холодної водопровідної води, необхідної для гарячого водопостачання, здійснюється в теплообмінних апаратах (водопідігрівниках) теплоносієм з теплових мереж. Нагріта в теплообмінниках вода надходить до подавальних трубопроводів мікрорайонної мережі гарячого водопостачання і далі до будівлі. Невикористана споживачами гаряча вода по циркуляційних трубопроводах надходить на тепловий пункт до водопідігрівників. Після догрівання до необхідної температури вода знову надходить до подавальних трубопроводів системи гарячого водопостачання. Така циркуляція води, компенсуючи втрати теплоти трубопроводами, забезпечує потрібний рівень температур у водорозбірних приладах споживачів. Таким чином, система трубопроводів мікрорайонної мережі традиційно чотиритрубна (подавальний і зворотний трубопровод опалення та подавальний і циркуляційний трубопровод гарячого водопостачання).

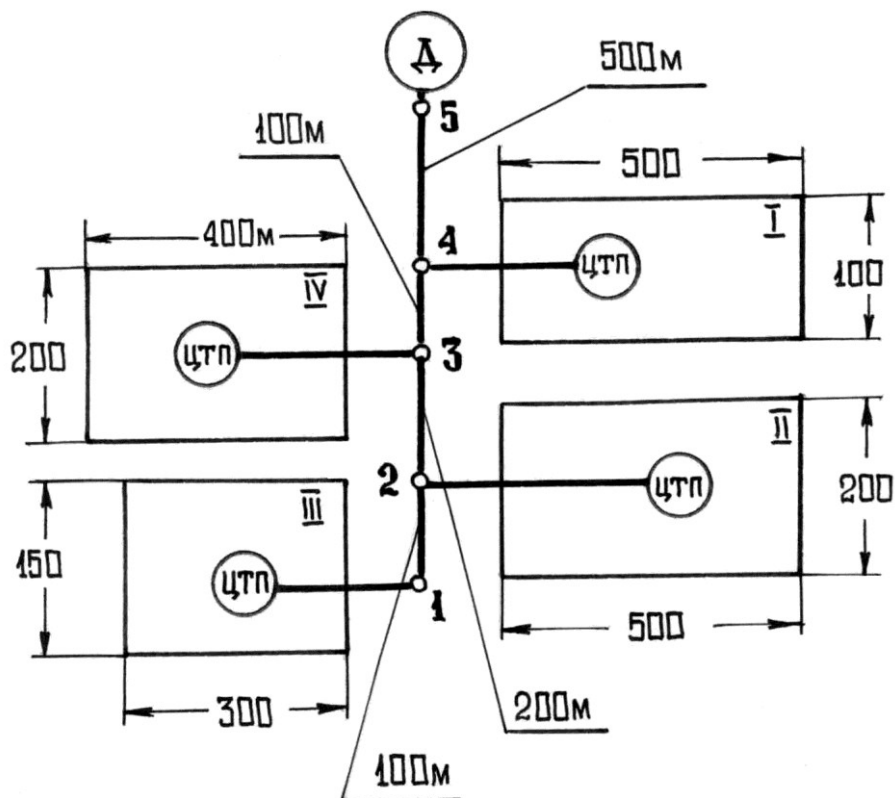


Рис. 2.1. Розрахункова схема теплопостачання міста (до задачі 2.1): I..IV – номери мікрорайонів; Д – джерело теплопостачання; ЦТП – центральний тепловий пункт

Розрахункові задачі

2.1. Для наведеного на рис. 2.1 фрагмента міста обчислити витрати теплоти за умов, що норма витрати теплоти на опалення житлових будинків становить $q_0=84 \text{ Вт/м}^2$, а коефіцієнти, що враховують теплові потоки на опалення і вентиляцію громадських будинків, дорівнюють відповідно $K_1 = 0,25$, $K_2=0,4$. Обчислення виконати при нормі витрати гарячої води на одного споживача в житлових будинках $a=115 \text{ л/доба}$, у громадських спорудах $b=25 \text{ л/доба}$, величина житлової площі на одну людину $f_0=18 \text{ м}^2$. Щільність забудови мікрорайонів прийняти рівною $d=3500 \text{ м}^2/\text{га}$.

Розв'язання

1. Площа території мікрорайону 1

$$1=500 \times 100=50000 \text{ м}^2=5 \text{ га.}$$

2. Житлова площа будинків мікрорайону

$$A_1 = F_1 d = 5 \times 3500 = 17500 \text{ м}^2.$$

3. Тепловий потік на опалення будівель першого мікрорайону

$$Q_{o,\max} = q_0 A_1 (1 + K_1) = 84 \times 17500 (1 + 0,25) = 1,84 \times 10^6 \text{ Вт.}$$

4. Тепловий потік на вентиляцію будівель

$$Q_{в,\max} = q_0 A_1 K_1 K_2 = 84 \times 17500 \times 0,25 \times 0,4 = 0,147 \times 10^6 \text{ Вт.}$$

5. Кількість мешканців першого мікрорайону

$$m_1 = A_1 / f_0 = 17500 / 18 = 972.$$

6. Тепловий потік для потреб гарячого водопостачання

$$Q_{h,\max} = \frac{2,4m(a+b)(t_r - t_x)c}{24 \times 3600} = \frac{2,4 \times 972(115 + 25)(55 - 5)4187}{24 \times 3600} = 0,79 \times 10^6 \text{ Вт,}$$

де $t_r = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура гарячої води;

$t_x = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура холодної води;

$c=4187 \text{ Дж/кг}\times^\circ\text{C}$ - питома теплоємність води.

7. Сумарне теплове навантаження мікрорайону, Вт,

$$Q_1 = Q_{o,max} + Q_{в,max} + Q_{h,max} = (1,84 + 0,147 + 0,79) \times 10^6 = 2,77 \times 10^6.$$

Аналогічно визначаємо теплове навантаження інших мікрорайонів. Результати розрахунків наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Показники теплоспоживання мікрорайонів міста

Но- мер м/р	F, га	A, м ²	$Q_{o,max} \times 10^6,$ Вт	$Q_{в,max} \times 10^6,$ Вт	m, люди	$Q_{h,max} \times 10^6,$ Вт	$Q \times 10^6,$ Вт
1	5	17500	1,84	0,147	972	0,79	2,77
2	10	35000	3,675	0,294	1944	1,58	5,55
3	8	28000	2,94	0,235	1555	1,26	4,44
4	4,5	15750	1,65	0,13	875	0,71	2,49

2.2. Використовуючи результати розрахунків попередньої задачі, обчислити річну потребу в теплоті для наведеного на рис. 2.1 району міста за таких умов: середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період $t_{cp} = -2,1$ °С, розрахункова температура зовнішнього повітря для опалення $t_{cp} = -23$ °С, тривалість опалювального періоду $n_o = 190$ діб, температура повітря у приміщенні $t_{вн} = 20$ °С, температура водопровідної води в літній період становить 15 °С, у зимовий 5 °С, температура гарячої води 55 °С. Річна тривалість роботи системи гарячого водопостачання дорівнює 350 діб.

Розв'язання

1. Максимальний тепловий потік на опалення будівель району

$$\begin{aligned} Q_{o,max} &= Q_{o,max1} + Q_{o,max2} + Q_{o,max3} + Q_{o,max4} = \\ &= (1,84 + 3,68 + 2,94 + 1,65) \times 10^6 = 10,11 \times 10^6 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

2. Максимальний тепловий потік на вентиляцію

$$\begin{aligned} Q_{в,max} &= Q_{в,max1} + Q_{в,max2} + Q_{в,max3} + Q_{в,max4} = \\ &= (0,147 + 0,294 + 0,235 + 0,13) \times 10^6 = 0,806 \times 10^6 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

3. Максимальний тепловий потік на гаряче водопостачання в опалювальний період року

$$Q_{h,max}=Q_{h,max1}+Q_{h,max2}+Q_{h,max3}+Q_{h,max4}= \\ = (0,79+1,58+1,26+0,71)*10^6=4,346*10^6 \text{ Вт.}$$

4. Тепловий потік на опалення при середній температурі зовнішнього повітря

$$Q_{o,cp}=Q_{o,max} \frac{t_{вн}-t_{cp}}{t_{вн}-t_{po}}=10,11*10^6 \frac{20-(-2,1)}{20-(-23)}=5,2*10^6 \text{ Вт.}$$

5. Тепловий потік на опалення при середній температурі зовнішнього повітря

$$Q_{в,cp}=Q_{в,max} \frac{t_{вн}-t_{cp}}{t_{вн}-t_{po}}=10,806*10^6 \frac{20-(-2,1)}{20-(-23)}=0,41*10^6 \text{ Вт.}$$

6. Максимальний тепловий потік на гаряче водопостачання в літній період року

$$Q_{h,max,л}=Q_{h,max} \frac{t_{г}-15}{t_{г}-5}=4,34*10^6 \frac{55-15}{55-5}=3,47*10^6 \text{ Вт.}$$

7. Потреба в теплоті на опалення будівель району за опалювальний період

$$Q_{o,p}=Q_{o,cp} * n_0 * 24 * 3600 = 5,2 * 10^6 * 190 * 24 * 3600 = 85360 * 10^9 \text{ Дж} = 85360 \text{ ГДж}$$

де 24 – кількість годин на добу;

3600 – кількість секунд на годину.

8. Потреба в теплоті на вентиляцію будівель району за опалювальний період

$$Q_{в,p}=Q_{в,cp} * n_0 * 24 * 3600 = 0,806 * 10^6 * 190 * 24 * 3600 = 6267 * 10^9 \text{ Дж} = 6267 \text{ ГДж.}$$

9. Потреба в теплоті на гаряче водопостачання будівель району за опалювальний період

$$Q_{h,з} = Q_{h,max} * n_0 * 24 * 3600 = 4,34 * 10^6 * 190 * 24 * 3600 = 71245 * 10^9 \text{ Дж} = 71245 \text{ ГДж}.$$

10. Витрати теплоти на гаряче водопостачання будівель у літній період

$$Q_{h,л} = Q_{h,max,л} (350 - n_0) 24 * 3600 = 3,47 * 10^6 * 160 * 24 * 3600 = 47970 \text{ ГДж}.$$

11. Річні витрати теплоти на гаряче водопостачання будівель району

$$Q_{h,p} = Q_{h,з} + Q_{h,л} = 71245 + 47970 = 119215 \text{ ГДж}.$$

12. Річні витрати теплоти для теплопостачання району міста

$$Q_p = Q_{o,p} + Q_{в,p} + Q_{h,p} = 85360 + 6267 + 119215 = 210842 \text{ ГДж}.$$

2.3. Обчислити за укрупненими показниками максимальне теплове навантаження систем опалення, вентиляції і гарячого водопостачання мікрорайону, загальна житлова площа якого 64800 м², забезпеченість житлом на одного мешканця становить $f_0 = 18 \text{ м}^2$, укрупнений показник максимального теплового потоку на опалення будівель дорівнює 83,21 Вт/м² (розрахункова температура зовнішнього повітря для опалення $t_{po} = -23 \text{ }^\circ\text{C}$). Коефіцієнти, що враховують навантаження опалення і вентиляції громадських будівель, відповідно дорівнюють $K_1 = 0,25$, $K_2 = 0,4$. Норму витрати гарячої води на одну людину за добу прийняти $a = 115 \text{ л}$ (житлові будинки), $b = 25 \text{ л}$ (громадські споруди). Температура гарячої і холодної води дорівнює відповідно 55 °C і 5 °C.

Відповідь: $Q_{o,max} = 6,7 \text{ МВт}$; $Q_{в,max} = 0,54 \text{ МВт}$; $Q_{h,max} = 3,3 \text{ МВт}$.

2.4. Обчислити, як зміниться теплове навантаження мікрорайону в місцевості з розрахунковою температурою зовнішнього повітря для опалення $t_{op} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$. Інші дані прийняти такими самими, як у попередній задачі.

Відповідь: $Q_{o,max} = 5,67 \text{ МВт}$; $Q_{в,max} = 0,45 \text{ МВт}$; $Q_{h,max} = 3,3 \text{ МВт}$.

2.5. Використовуючи результати розв'язання задачі 2.3, обчислити річну потребу в теплоті для опалення, якщо середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період дорівнює $t_{cp} = -2,1$ °С. Тривалість опалювального періоду прийняти рівною 4536 год.

Відповідь: $Q_o = 54 * 10^{12}$ Дж.

2.6. Для умов задачі 2.3 визначити тепловий потік на опалення житлових будинків мікрорайону при температурі зовнішнього повітря +5 °С.

Відповідь: 1,7 МВт.

2.7. Визначити річну потребу в тепловій енергії для приготування гарячої води для житлових будинків із загальною кількістю мешканців 1000 люд. Норма витрат води на одну людину за добу 115 л. Тривалість опалювального періоду прийняти рівною 189 діб. Загальна тривалість роботи системи гарячого водопостачання за рік становить 350 діб.

Відповідь: 9,06 МДж.

2.8. Обчислити витрати теплоти для приготування гарячої води в готелі на 200 місць, що має душові кабінки в усіх номерах, за опалювальний період, літній період і за рік у цілому. Тривалість роботи системи гарячого водопостачання і тривалість опалювального періоду прийняти за умовами задачі 2.7. Температура холодної води в зимовий (опалювальний) і літній періоди відповідно становить 5 °С і 15 °С.

Відповідь: витрати теплоти за опалювальний період $1,1 * 10^{12}$ Дж, за літній період $0,75 * 10^{12}$ Дж, за рік у цілому $1,85 * 10^{12}$ Дж.

2.9. Визначити, у скільки разів зміниться величина теплового потоку на гаряче водопостачання, якщо при витратах води 3 т/год температуру нагріву води знизити з 60 °С до 45 °С. Температуру холодної води й питому теплоємність води прийняти відповідно 5 °С і 4190 Дж/(кг*°С).

Відповідь: зменшиться в 1,38 разу.

2.10. У приміщення для підтримання нормального стану атмосфери необхідно подавати 360 кг чистого повітря за годину. Обчислити витрати теплоти для нагріву цього повітря від температури $t_3 = -10\text{ }^\circ\text{C}$ до температури $t_B = 20\text{ }^\circ\text{C}$. Питому теплоємність повітря прийняти рівною $1005\text{ Дж/кг}\cdot^\circ\text{C}$.

Відповідь: 3015 Вт.

2.11. Визначити тепловий потік, який необхідно відвести від повітря з температурою $25\text{ }^\circ\text{C}$ для забезпечення внутрішньої температури у приміщенні $t_B = 20\text{ }^\circ\text{C}$, якщо витрати повітря $1,5\text{ кг/с}$. Питому теплоємність повітря прийняти рівною $1005\text{ Дж/кг}\cdot^\circ\text{C}$.

Відповідь: 7537 Вт.

2.12. Розрахункове опалювальне навантаження будівлі при температурі зовнішнього повітря $t_{po} = -21\text{ }^\circ\text{C}$ дорівнює 1 МВт. Обчислити потребу в теплоті для опалення будівлі при температурах зовнішнього повітря, наведених у табл. 2.2, за умови, що температура внутрішнього повітря становить $20\text{ }^\circ\text{C}$. За результатами обчислень побудувати графік зміни опалювального навантаження при зміні температури зовнішнього повітря.

Таблиця 2.2

Вихідні дані до задачі 2.12 та результати обчислень

Температура зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$	-15	-10	-5	0	5
Відповіді					
Теплове навантаження, МВт	0,85	0,73	0,61	0,49	0,37

2.13. Для групи будівель, житлова площа яких 90000 м^2 (забезпеченість житлом на одного мешканця становить $f_0 = 15\text{ м}^2$), обчислити річні витрати теплоти, якщо укрупнений показник максимального теплового потоку на опалення будівель і норми витрати теплоти на гаряче водопостачання дорівнюють значенням, наведеним у табл. 2.3. Коефіцієнти, що враховують навантаження опалення і вентиляції громадських будівель, відповідно дорівнюють $K_1 = 0,25$, $K_2 = 0,4$. Тривалість

опалювального періоду прийняти за табл. 2.4. Тривалість роботи системи гарячого водопостачання прийняти 350 діб за рік. Температура гарячої води дорівнює 55 °С, температура холодної води в літній і опалювальний періоди становить відповідно 15 °С і 5 °С.

Таблиця 2.3

Питомі витрати теплоти для теплопостачання будівель

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Норми витрати теплоти на опалення, Вт/м ²	110	105	100	95	90	85	80	75	70	65
Норми витрати теплоти на гаряче водопостачання, Вт/мешканець	407	407	407	350	350	350	320	320	320	250

Таблиця 2.4

Тривалість опалювального періоду $n_{оп}$

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_{оп}$, доба	191	191	175	175	169	169	155	155	131	131

2.14. Для адміністративної будівлі об'ємом 7000 м³ визначити річні витрати теплоти на опалення, якщо температура внутрішнього повітря дорівнює 18 °С, а середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період становить -2,1 °С. Тривалість опалювального періоду прийняти рівною 189 діб.

Розв'язання

1. За дод. 6 для адміністративних будівель визначаємо питому опалювальну характеристику при температурі зовнішнього повітря $t_3 = -30$ °С:

$$q = 1,59 \text{ кДж/м}^3 \cdot \text{год} \cdot \text{°С}.$$

2. Річні витрати теплоти на опалення будівлі при температурі зовнішнього повітря $t_3 = -30$ °С

$$Q_o = qV(t_{\text{вн}} - t_3)n_0 * 24 = 1,59*7000*(18+30)*189*24 = 2420*10^6 \text{кДж.}$$

3. Річні витрати теплоти на опалення будівлі при температурі зовнішнього повітря $t_{\text{ср}} = -2,1 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$Q_1 = Q_o \frac{(t_{\text{вн}} - t_{\text{ср}})}{(t_{\text{вн}} - t_3)} = 2,42*10^6 \frac{18+2,1}{18+30} = 1013*10^6 \text{кДж.}$$

2.15. Для будівлі універмагу, спорудженого після 1981 р., об'ємом 50000 м^3 визначити річні витрати теплоти на опалення, якщо температура внутрішнього повітря дорівнює $18 \text{ } ^\circ\text{C}$, а середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період становить $-1,6 \text{ } ^\circ\text{C}$. Тривалість опалювального періоду прийняти рівною 163 доби.

Відповідь: $5,14*10^9 \text{кДж.}$

2.3. Джерела теплопостачання

Джерелами централізованого теплопостачання для міста є котельні та теплоелектроцентралі. Котельні класифікують за видом теплоносія (парові, водогрійні), видом палива (газові, мазутні, вугільні тощо). Залежно від величини теплового навантаження комунальні котельні, призначені в основному для відпускання теплоти житловим і громадським будівлям, класифікують за структурними одиницями територій міст [2]:

а) домові котельні потужністю до 2 МВт, які відпускають теплоту системам тепловикористання окремого будинку і розташовані, як правило, у габаритах цієї будівлі;

б) групові котельні, які забезпечують теплотою групу житлових, а іноді і громадських будівель із загальною чисельністю мешканців 1500-3000 люд та сумарними витратами теплоти 2-9 МВт; такі котельні розміщують в окремих спорудах;

в) мікрорайонні котельні, які здійснюють відпускання теплоти всім житловим і громадським будівлям мікрорайону з населенням 6-20 тис. мешканців і сумарними витратами теплоти 10-70 МВт;

г) районні котельні, які забезпечують теплотою всі будівлі житлового району при чисельності району (або малого міста) приблизно 25-80 тис. мешканців; теплова продуктивність такої котельні становить 50-300 МВт.

Принципову теплову схему опалювальної котельні з водогрійними котлами, що працюють на закриту систему, показано на рис. 2.2.

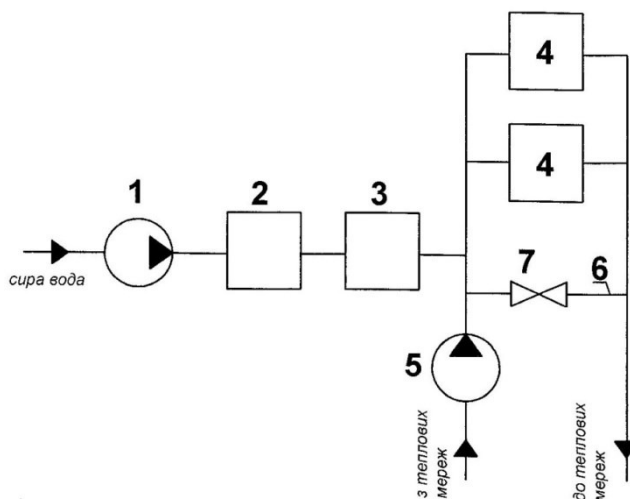


Рис. 2.2. Принципова схема опалювальної котельні

Воду з зовнішніх джерел насосом 1 подають до котельні, де вона проходить обробку (зменшення вмісту солей жорсткості в апаратах хімічного очищення 2, видалення кисню та інших нерозчинних газів у деаераторі 3), нагрівається в котлах 4 і надходить до теплових мереж. Циркуляцію води по трубопроводах мережі від котельні до споживачів і від споживачів у зворотному напрямі забезпечує мережний насос. Перемичка 6 та регулююча арматура призначені для коригування температури нагрітої в котлах води залежно від температури зовнішнього повітря. Кількість котлів, встановлених на котельні, визначають залежно від потреби в теплоті приєднаних до котельні споживачів і технічних параметрів окремого котла.

Ефективність роботи водогрійного котла оцінюють величиною коефіцієнта корисної дії, який є відношенням виробленої теплоти (теплової продуктивності) до кількості теплоти, що міститься у спаленому паливі:

$$\eta = Q / (B * Q_{рн}), \quad (2.9)$$

де $Q_{рн}$ - калорійність (теплота згоряння) палива.

Теплова продуктивність котельні визначається величиною витрат теплоти споживачами $Q_{сп}$, втратами теплоти при транспортуванні по теплових мережах $Q_{тм}$, витратами теплоти на власні потреби котельні ($Q_{вл}$):

$$Q_k = Q_{сп} + Q_{тм} + Q_{вл} = G * c * (\tau_1 - \tau_2), \quad (2.10)$$

де G – витрати теплоносія;

c – питома теплоємність теплоносія;

τ_1 – температура теплоносія в подавальному трубопроводі теплових мереж (на виході котельні);

τ_2 – температура теплоносія у зворотному трубопроводі мереж (на вході до котельні).

Для відпускання споживачам теплоти у вигляді пари (в основному для технологічних потреб промислових підприємств) встановлюють парові котли (парогенератори). Для вироблення паровою котельнею теплоти і у вигляді води на котельні передбачають встановлення мережних підігрівників-теплообмінних апаратів, у яких вода підігрівається паром до необхідної температури.

Для парогенератора коефіцієнт корисної дії обчислюють за формулою

$$\eta = D(i_{п} - i_{в}) / (B * Q_{рн}), \quad (2.11)$$

у якій D - парова продуктивність котла (кількість виробленої пари за одиницю часу (кг/с, т/год тощо), $i_{п}$ – ентальпія виробленої пари на виході з котлоагрегату, $i_{в}$ - ентальпія води на вході в парогенератор.

Ентальпію, або, як її ще називають, тепловміст, води і пари визначають за діаграмами водяної пари або за допомогою спеціальних таблиць. У дод. 9 наведено скорочену таблицю властивостей води і водяної пари [3].

Теплоелектроцентралі (ТЕЦ) призначені для комбінованого виробництва теплової та електричної енергії. Принципову схему ТЕЦ наведено на рис. 2.3. Парогенератор 1 при спалюванні палива виробляє пару, яка надходить до парової турбіни 2, де відбувається перетворення енергії пари в механічну енергію обертання вала турбіни, який з'єднано з валом електрогенератора 3. При обертанні ротора електрогенератора відбувається вироблення електричної енергії. Водяна пара після останнього ступеня турбіни зі зниженими параметрами надходить до конденсатора 7, де від неї охолоджуючою водою відводять теплоту, внаслідок чого пара стає конденсатом (рідиною), який насосом 8 направляють до парогенератора для нагріву, пароутворення і т. д. Циклічна зміна параметрів робочої речовини забезпечує постійне вироблення електроенергії. Відпускання теплоти з ТЕЦ відбувається як у вигляді водяної пари, так і у вигляді нагрітої води. В останньому випадку нагрів води до необхідної температури здійснюється парою, яку відбирають з турбіни («відбірною» парою). Апарати, у яких проходить обмін теплотою між парою і водою теплових мереж, називають мережними підігрівниками 4, 5. Тиск відбірної пари (а отже, і температуру) вибирають залежно від необхідної для потреб тепlopостачання температури мережної води. Гідравлічний режим теплових мереж забезпечує насос 6.

Ефективність роботи теплової станції оцінюють багатьма показниками, серед яких об'єм виробленої теплової та електричної енергії за певний час, витрати палива, коефіцієнт використання обладнання станції, коефіцієнт використання палива тощо. Річне вироблення теплоти котельнею або ТЕЦ, а отже, і річні витрати палива джерелом теплоти обчислюють за допомогою так званого річного графіка теплового навантаження.

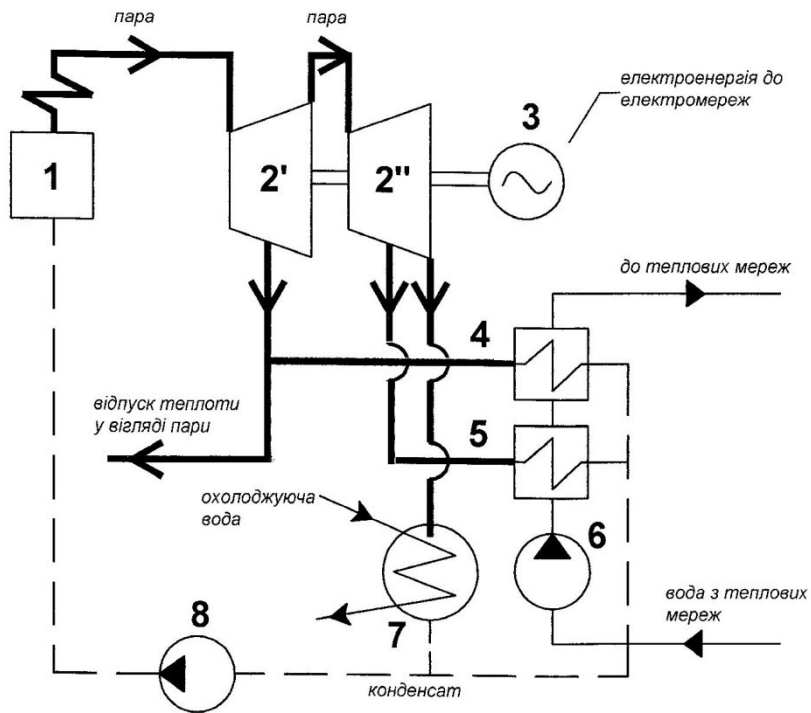


Рис. 2.3. – Принципова схема теплоелектроцентралі:
 1 - парогенератор; 2 – парова турбіна (2' - ступінь високого тиску, 2'' - ступінь низького тиску); 3 – електрогенератор;
 4, 5 - підігрівники мережної води другого та першого ступеня відповідно; 6 – мережний насос; 7 – конденсатор;
 8 – конденсатний насос

Розрахункові задачі

2.16. Обчислити витрати палива паровим котлом, який виробляє 10 кг/с насиченої пари з температурою 220 °С, якщо температура живильної води 80 °С, а теплота згоряння палива 6500 Ккал/кг. Коефіцієнт корисної дії котла прийняти 0,75.

Розв'язання

1. У таблиці дод. 9 знаходимо ентальпію насиченої пари з температурою $t=220\text{ }^\circ\text{C}$: $i_{\text{п}}=2799,9\text{ кДж/кг}$.

2. У таблиці дод. 9 знаходимо ентальпію живильної води (на вході до парогенератора) при температурі 80 °С: $i_{\text{в}}=334,92\text{ кДж/кг}$.

3. Використовуючи формулу (2.11), обчислюємо витрати палива. При цьому слід врахувати, що $Q_{\text{рн}}=6500\text{ ккал/кг} = 6500 \cdot 4,19 = 27325\text{ кДж/кг}$:

$$B = \frac{D(i_{\text{п}} - i_{\text{в}})}{\eta * Q_{\text{рн}}} = \frac{10(2799,9 - 334,92)}{0,75 * 27325} = 1,2 \text{ кг/с.}$$

2.17. Знайти величину теплового потоку, необхідного для вироблення 2 кг/с сухої насиченої пари з параметрами $P=2,4$ МПа, $t=221,7$ °С. Температура живильної води $t_{\text{в}}=26,69$ °С.
Відповідь: 5,38 МВт.

2.18. Обчислити теплову потужність водогрійного котла, який нагріває 3,5 кг/с води від температури 70 °С до температури 125 °С. Питому теплоємність води прийняти рівною 4190 Дж/кг*°С.

Відповідь: 8,07 МВт.

2.19. Використовуючи результати розв'язання задачі 2.16, обчислити річну економію палива, обумовлену підвищенням коефіцієнта корисної дії парогенератора внаслідок його реконструкції до значення 0,85. Тривалість роботи котла прийняти 350 діб.

Відповідь: 4263840 кг/р. = 4263,84 т/р.

2.20. У парогенераторі спалюють 1,5 кг/с палива, яке має теплоту згоряння 15300 кДж/кг. Яка кількість сухої насиченої пари з тиском 3,8 МПа при цьому виробляється, якщо температура живильної води дорівнює 150 °С, а сумарні теплові втрати становлять 2750 кВт?

Розв'язання

1. Загальна кількість теплоти, що утворюється при спалюванні палива,

$$Q = B * Q_{\text{рн}} = 1,5 * 15300 = 22950 \text{ кВт.}$$

2. Корисно витрачена теплота в парогенераторі дорівнює різниці загальної кількості теплоти і теплових втрат:

$$Q_{\text{к}} = Q - \Delta Q = 22950 - 2750 = 20200 \text{ кВт.}$$

3. Коефіцієнт корисної дії парогенератора дорівнює відношенню корисно витраченої теплоти до виробленої:

$$\eta = Q_k / Q = 20200 / 22950 = 0,88.$$

4. За дод. 9 при $P = 3,8$ МПа інтерполяцією знаходимо тепловміст сухої насиченої пари $i_{\text{п}}=2802$ кДж/кг і при температурі 150 °С – тепловміст живильної води $i_{\text{в}}=623,2$ кДж/кг.

5. За формулою (2.11) обчислюємо паропродуктивність котла

$$D = \frac{\eta * B}{i_{\text{п}} - i_{\text{в}}} Q_{\text{рн}} = \frac{0,88 * 1,5 * 15300}{2802 - 623,2} = 9,31 \text{ кг/с.}$$

2.21. Обчислити витрати палива парогенератором при виробленні 3 кг/с насиченої пари з температурою 260 °С, якщо температура живильної води 120 °С, а втрати теплоти дорівнюють 9 % виробленої парогенератором величини. Теплоту згоряння палива прийняти рівною 36000 кДж/кг.

Відповідь: $0,236$ кг/с.

2.22. Визначити тиск і температуру насиченої пари, що утворюється в паровому котлі при спалюванні 2 кг/с палива, яке має теплоту згоряння 30000 кДж/кг, якщо коефіцієнт корисної дії парогенератора дорівнює $0,85$, а температура живильної води дорівнює 100 °С.

Відповідь: $P=2,32$ МПа, $t=220$ °С.

2.23. Як порівняно з результатами попередньої задачі зміняться витрати палива, якщо температуру живильної води на вході до парогенератора підвищити до 160 °С.

Відповідь: витрати палива $0,166$ кг/с (зменшення на $23,9$ %).

2.24. Обчислити витрати палива водогрійною котельнею для вироблення теплоти на опалення 10 МВт, на вентиляцію $1,5$ МВт і $8,5$ МВт для гарячого водопостачання за умови, що коефіцієнт корисної дії котлів дорівнює $0,85$, а втрати теплоти в навколишнє середовище при транспортуванні води до споживачів становлять 10 % відпущеної теплоти. Теплоту згоряння палива прийняти рівною 30000 кДж/кг.

Відповідь: $0,863$ кг/с.

2.25. Визначити температуру нагріву води водогрійним котлом при спалюванні 0,2 кг/с палива з теплотою згоряння 35000 кДж/кг, температура води у зворотному трубопроводі теплових мереж (на вході до котла) становить 70 °С. Питому теплоємність води прийняти 4190 Дж/кг*°С.

Розв'язання

1. Загальна кількість теплоти, що утворюється при спалюванні палива,

$$Q = V \cdot Q_{\text{рн}} = 0,2 \cdot 35000 = 7000 \text{ кВт} = 7 \text{ МВт.}$$

2. Температуру води на виході з котла обчислюємо за формулою

$$t_{\text{г}} = t_{\text{х}} + \frac{Q}{c \cdot G_{\text{в}}} = 70 + \frac{7 \cdot 10^6}{4,19 \cdot 10^3 \cdot 30} = 125,7 \text{ °С.}$$

2.26. Максимальні витрати теплоти на опалення будівель мікрорайону при розрахунковій на опалення температурі зовнішнього повітря $t_{\text{ро}} = -19 \text{ °С}$ дорівнюють 15 МВт. Обчислити витрати палива мікрорайонною котельнею при температурі зовнішнього повітря $t = -5 \text{ °С}$, якщо теплотворна здатність палива і коефіцієнт корисної дії котлів відповідно дорівнюють 29000 кДж/кг і 0,8. Температуру повітря у приміщеннях прийняти рівною 20 °С.

Відповідь: 0,414 кг/с.

2.27. При температурі зовнішнього повітря $t_3 = 0 \text{ °С}$ групою будівель витрачається 5 МВт теплової енергії на опалення та 4 МВт для водопостачання. На скільки необхідно збільшити витрати палива в котельні, що обслуговує цю групу будівель, при температурі $t_3 = -10 \text{ °С}$, якщо в котельні використовують паливо з теплотою згоряння 25000 кДж/кг, а коефіцієнт корисної дії котлів 0,8. Температуру повітря у приміщеннях прийняти рівною 20°С.

Відповідь: витрати палива необхідно збільшити на 27,8 %.

2.28. Обчислити температуру мережної води у зворотному трубопроводі теплових мереж (на вході до котельні), якщо сумарні витрати теплоти системами теплоспоживання й витрати теплоти при транспортуванні мережної води 3 МВт, а температура в подавальному трубопроводі (на виході з котельні) 135 °С. Витрати води і питому теплоємність води прийняти відповідно 11 кг/с та 4190 Дж/кг*°С.

Відповідь: 70 °С.

2.29. Визначити кількість водогрійних котлів з одиничною тепловою продуктивністю 11,6 МВт кожний, що необхідно встановити в котельні, якщо приєднані до котельні будівлі витрачають 35 МВт на опалення, 3,7 МВт на вентиляцію і 26 МВт на гаряче водопостачання, а втрати теплової енергії в теплових мережах і витрати теплоти котельнею на власні потреби дорівнюють 0,8 МВт та 0,9 МВт відповідно.

Відповідь: 6 шт.

2.30. Обчислити коефіцієнт корисної дії котла, який нагріває 20 кг/с мережної води від температури 70 °С до 120 °С, якщо для цього витрачають 0,155 кг/с палива з теплою згоряння 30000 кДж/кг. Питому теплоємність води прийняти 4190 Дж/кг*°С.

Відповідь: 0,9.

2.31. Опалювальна водогрійна котельня забезпечує теплою житлові мікрорайони (рис. 2.1). Обчислити витрати газу котельнею, якщо теплота спалювання газу дорівнює 36000 кДж/м³, а коефіцієнт корисної дії котлів становить 0,92. У розрахунках використати показники теплопостачання мікрорайонів, наведені в табл. 2.1.

Відповідь: 0,9.

2.32. Використовуючи результати розв'язання задачі 2.1 та вихідні дані до задачі 2.30, обчислити річні витрати газу котельнею.

Відповідь: $6366 \cdot 10^3 \text{ м}^3$.

2.33. Побудувати річний графік опалювального навантаження комунальної котельні. Розрахункові витрати теплоти на опалення при температурі зовнішнього повітря $t_{po} = -23\text{ }^{\circ}\text{C}$ і внутрішній температурі повітря $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ становить 12 МВт. Кількість годин за опалювальний період з середньодобовою температурою зовнішнього повітря, рівною або нижчою за ту, що розглядається, прийняти за табл. 2.5.

Таблиця 2.5

Вихідні дані до виконання задачі 2.33

Середньодобова температура зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$	Нижче -25	Нижче -20	Нижче -14	Нижче -10	Нижче -4	Нижче 0	Нижче 8
Тривалість періоду з зазначеною температурою n, год	9	45	205	398	979	1965	4089

Розв'язання

Графік будують у двох квадрантах із загальною віссю ординат, на якій наносять значення витрат теплоти. По осі абсцис у лівому квадранті відкладають температури зовнішнього повітря, у правому – тривалість спостереження даної температури зовнішнього повітря в годинах за рік. У лівій частині графіка будують лінію зміни теплового навантаження від температури зовнішнього повітря. Оскільки залежність опалювального навантаження від температури має лінійний характер і визначається рівнянням

$$Q_o = Q_{o,max} \frac{t_B - t_3}{t_B - t_{po}}$$

для побудови графіка зміни витрат теплоти на опалення достатньо на площині діаграми мати дві точки. Одна з них – розрахункова величина при температурі зовнішнього повітря $Q_{o,max} = 12\text{ МВт}$ (точка А), друга точка (точка М), що характеризує початок опалювального періоду, визначається за результатами обчислень

$$Q_M = Q_{o,max} \frac{t_B - t_3}{t_B - t_{po}} = 12 * \frac{18 - 8}{18 - (-23)} = 2,93 \text{ МВт.}$$

З'єднуючи точки А і М, будуємо в лівому квадранті графіка (рис. 2.4) лінію $Q_o=f(t_3)$. Точки для побудови графіка $Q_o=f(n)$ у правому квадранті знаходимо так. Температурі зовнішнього повітря $t_3 = -14^\circ\text{C}$ на лінії АМ відповідає теплове навантаження, позначене точкою B_1 . За табл. 2.5, тривалість періоду з такою температурою зовнішнього повітря становить 205 год (точка B_2). На перетині ліній B_1B_3 та B_2B_3 знаходимо в правому квадранті точку B_3 . Так само визначаємо точки C_3, D_3, E_3, F_3 . З'єднуючи винайдені точки, отримуємо лінію AF_3 . Площа фігури під лінією пропорційна річній потребі в теплоті на опалення і становить 2793 мм^2 . З урахуванням масштабу $1 \text{ мм}^2 = 28,8 * 10^3 \text{ МДж}$ (масштаб осі ординат $1 \text{ мм} = 0,2 \text{ МВт} = 0,2 \text{ МДж/с}$, масштаб осі абсцис $1 \text{ мм} = 144 * 10^3 \text{ с}$) річні витрати теплоти дорівнюють

$$Q_o^{рiч} = 2793 * 28,8 * 10^3 = 80438 * 10^3 \text{ МДж.}$$

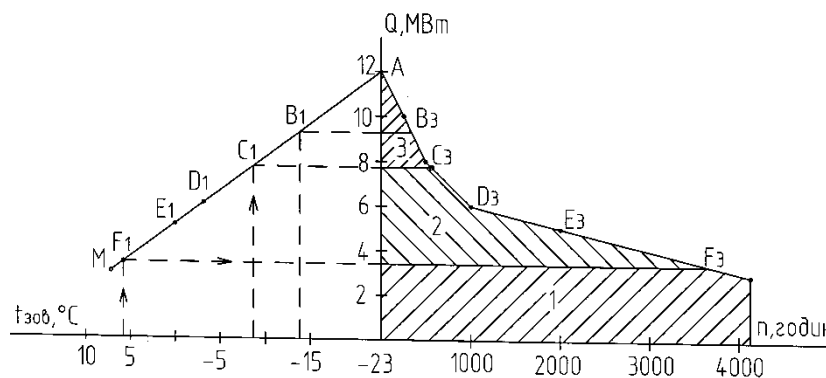


Рис. 2.4. Річний графік опалювального навантаження

Середнє теплове навантаження за опалювальний період

$$Q_0^{\text{cp}} = Q_0^{\text{pich}} / n = 80438 * 10^3 / (3600 * 4089) = 5,46 \text{ МВт.}$$

2.34. За вихідними даними попередньої задачі обчислити річні витрати теплоти, використовуючи величини максимального теплового потоку на опалення та середню за опалювальний період температуру зовнішнього повітря $t_{\text{cp}} = -2,1 \text{ }^\circ\text{C}$. Порівняти результати розв'язання задач 2.33 та 2.34.

Розв'язання

1. Опалювальне навантаження при середній температурі зовнішнього повітря $t_{\text{cp}} = -2,1 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Q_{\text{cp}} = Q_{o,\text{max}} \frac{t_{\text{B}} - t_{\text{cp}}}{t_{\text{B}} - t_{\text{po}}} = 12 * \frac{18 - (-2,1)}{18 - (-23)} = 5,88 \text{ МВт.}$$

2. Річні витрати теплоти на опалення

$$Q_0^{\text{pich}} = Q_{\text{cp}} * n_0 = 5,88 * 3600 * 4089 = 86556 * 10^3 \text{ МДж.}$$

3. Відносна відмінність результатів обчислень річних витрат теплоти з використанням графіка навантажень і за спрощеною методикою

$$\Delta Q = \frac{(86556 - 80438) * 10^3}{80438 * 10^3} * 100 \% = 7,6 \%$$

Висновок: використання графіків річного теплового навантаження забезпечує кращу точність обчислень, але в деяких випадках можливе використання і спрощеної методики.

2.35. За результатами розв'язання задачі 2.34 обчислити річні витрати природного газу комунальною котельнею, якщо коефіцієнт корисної дії котлів становить 0,9, спалюваний газ має теплотворну здатність 38000 кДж/м^3 .

Відповідь: $2116,8 * 10^3 \text{ м}^3$.

2.36. Побудувати графік тривалості опалювального навантаження котельні, що обслуговує мікрорайон з житловою площею $1 \times 10^5 \text{ м}^2$, якщо укрупнений показник теплового потоку на опалення житлових будинків при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для опалення $t_{po} = -23 \text{ }^\circ\text{C}$ дорівнює 100 Вт/м^2 . Інші необхідні для обчислень дані прийняти за задачами 2.33, 2.34.

2.4. Теплові мережі

При централізованому теплопостачанні джерело теплоти і споживачі віддалені на значну відстань. Тому виникає потреба у такому елементі, як теплові мережі. У структурі систем теплопостачання вирізняють магістральні та розподільні теплові мережі. Магістральні мережі характеризуються більш високими параметрами теплоносія, ніж це необхідно для внутрішніх систем приєднаних будівель. Необхідність зниження температури води в подавальних трубопроводах при переході від магістральних до розподільних мереж обумовлює необхідність улаштування спеціальних теплових пунктів, які залежно від кількості приєднаних до них споруд бувають індивідуальними або центральними.

Розподільні мережі від центральних теплових пунктів теплоти, як правило, чотиритрубні (подавальний і зворотний трубопроводи системи опалення та подавальний і циркуляційний трубопроводи системи гарячого водопостачання). Прокладають теплові мережі надземним способом і підземно. Перший спосіб застосовують за межами міста, на території промислових підприємств, парків. Підземне прокладання може бути безканалним (рис. 2.5), у непрохідних каналах (рис. 2.6, а), у напівпровідних (рис. 2.6, б) і прохідних каналах (рис. 2.6, в) [4].

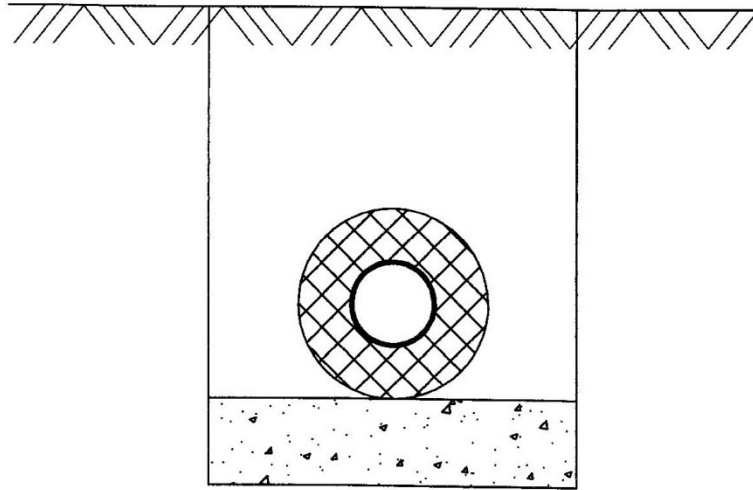


Рис.2.5. Безканалъне прокладання теплопроводів

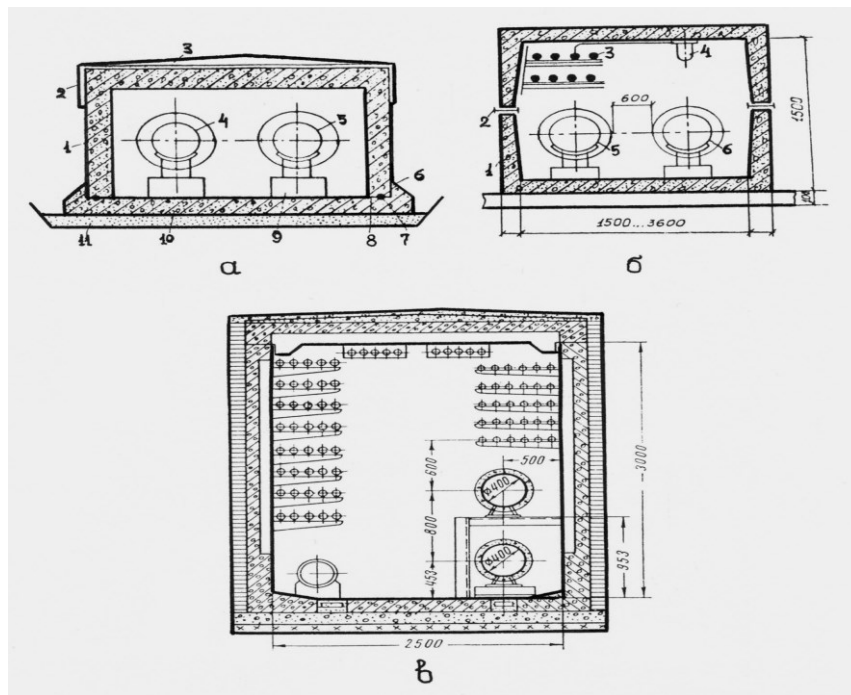


Рис. 2.6. Підземне прокладання теплопроводів: а – у непрохідних каналах: 1 – залізобетонна секція; 2 – гідроізоляція; 3 – захисна стяжка з цементного розчину; 4, 5 – подавальний і зворотний трубопроводи; 6 – бетон; 7 - пароніт; 8 – ізольна мастика; 9 – опорна подушка; 10 – плита; 11 – піщана підготовка або бетон марки 50; б – у напівпрохідних каналах: 1 – залізобетонний лотковий елемент; 2 – двотавр; 3 – низьковольтні кабелі; 4 – світильник; 5, 6 – подавальний і зворотний трубопроводи теплової мережі; в – прокладання теплових мереж у загальному колекторі з іншими міськими інженерними системами

Для теплових мереж виконують гідравлічний і тепловий розрахунки. Гідравлічний режим при русі рідини чи газу у трубопроводі визначається швидкістю, витратами, діаметром трубопроводу і втратами тиску. Втрати тиску обумовлені тертям шарів речовини з поверхнею трубопроводу й з сусідніми шарами речовини. Дія тертя обумовлює той факт, що тиск на виході з ділянки трубопроводу певної довжини менше, ніж тиск на вході. Втрати тиску більше у трубопроводах з більшою шорсткістю стінок. При однакових витратах речовини у трубопроводах меншого діаметра втрати тиску вище, ніж у трубопроводах з більшим діаметром. Підвищення швидкості руху речовини також веде до зростання втрат тиску. Крім втрат тиску, через дію сил тертя певна його частка втрачається в місцях повороту потоку, злиття декількох потоків у спільний чи розділення одного потоку на декілька, різкої зміни діаметра тощо. Такі конструктивні особливості трубопроводів називають місцевими опорами і їх дію, як і дію сил тертя, необхідно враховувати при виборі параметрів механічних пристроїв, що забезпечують рух речовини. У водяних теплових мережах необхідний тиск створюють насоси.

Гідравлічний розрахунок передбачає розв'язання таких задач: визначення діаметрів трубопроводів і втрат тиску на ділянках мережі. Загальні втрати тиску обчислюють за формулою [5]

$$\Delta P = \Delta P_T + \Delta P_M = R \cdot l \cdot (1 + \beta_M), \quad (2.12)$$

де ΔP_T , ΔP_M - втрати тиску через тертя і в місцевих опорах відповідно;

R – питомі втрати тиску через тертя (втрати тиску на одному метрі довжини труби);

l – довжина трубопроводу;

β_M - коефіцієнт обліку втрат тиску в місцевих опорах (у частках втрат через тертя).

Для полегшення виконання гідравлічного розрахунку розроблено номограми, приклади яких для паропроводів і трубопроводів водяних мереж подано на рис. 2.7 і 2.8. На

номограмах у координатах «питомі втрати тиску через тертя – витрати речовини» нанесено лінії діаметрів трубопроводів і лінії рівних швидкостей. Знаючи дві з названих величини, на площині номограми можна знайти точку перетину і за нею – всі інші величини. Наприклад, при визначенні діаметра труби при відомих витратах речовини і заданих або прийнятих питомих втратах тиску (рис. 2.9, а) на полі номограми знаходять точку 1 і вибирають найближчий до неї діаметр (точка 2) й уточнюють величину питомих втрат тиску i_2 . Приклад користування номограмою при знаходженні питомих втрат тиску при відомих діаметрах і витратах речовини наведено на рис. 2.9, б.

Гідравлічний розрахунок теплових мереж проводять у такій послідовності:

- теплову мережу розподіляють на розрахункові ділянки (за розрахункову ділянку приймають фрагмент мережі з незмінним діаметром або незмінними витратами теплоносія);
- для кожної ділянки визначають теплові навантаження й витрати теплоносія, діаметр трубопроводу і питомі втрати тиску (наприклад, за допомогою спеціальних номограм);
- визначають повні втрати тиску через тертя на ділянці;
- знаходять втрати тиску в місцевих опорах теплової мережі;
- обчислюють загальні втрати тиску на ділянці;
- обчислюють повні втрати тиску мережі як суму втрат тиску на ділянках основного напрямку;
- знаходять (для водяних мереж) потужність насосів для забезпечення руху води.

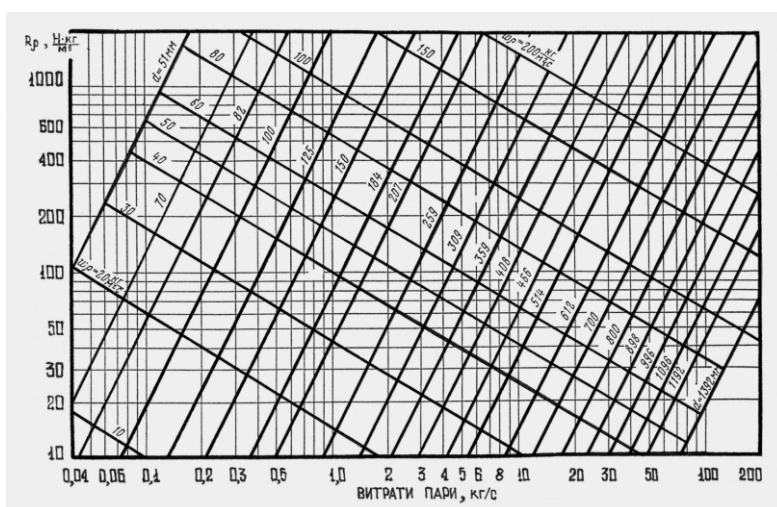


Рис. 2.7. Номограма для гідравлічного розрахунку паропроводів

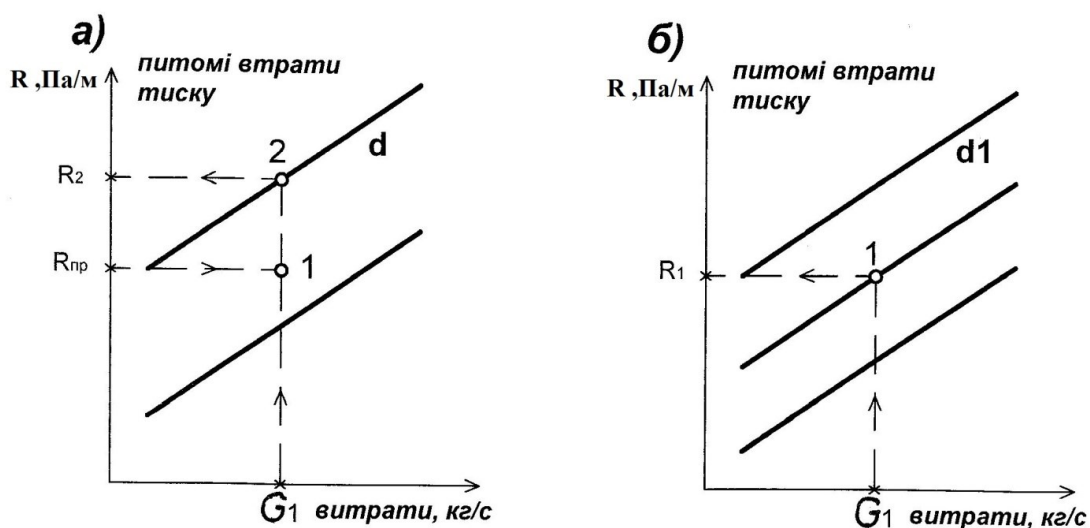


Рис.2.9. Приклади користування номограмою для гідравлічного розрахунку теплових мереж: а – визначення діаметрів трубопроводів; б – визначення питомих втрат тиску; $R_{пр}$ – припустимі втрати тиску

Величину напору визначають залежно від втрат тиску в подавальних $\Delta P_{п}$ і зворотних $\Delta P_{з}$ трубопроводах мережі та потрібного напору на вводах до інженерних систем у споживачів $H_{сп}$:

$$H = \Delta P_{п} + \Delta P_{з} + H_{сп} . \quad (2.15)$$

Теплові розрахунки теплових мереж передбачають розв'язання таких задач: визначення товщини теплової ізоляції, необхідної для забезпечення заданого або нормованого теплового потоку від теплоносія в навколишнє середовище; обчислення величини теплових втрат при заданих параметрах конструкції теплоізоляції; розрахунок охолодження теплоносія на ділянках теплотраси [6].

В основу розв'язання названих задач покладено використання рівняння

$$Q = q \cdot l; \quad q = \frac{t - t_0}{R_T}, \quad (2.16)$$

де q – питомі втрати теплоти ізольованим трубопроводом;
 l – довжина теплопроводу;

t – температура теплоносія;

t_o – температура навколишнього середовища;

R_T - повний термічний опір ізольованого теплопроводу.

При надземному прокладанні повний термічний опір ізольованого трубопроводу є сумою термічних опорів тепловіддачі від теплоносія до стінки труби $R_{вн}$, матеріалу труби $R_{ст}$, шарів теплоізоляційної конструкції $\sum R_{ш}$, тепловіддачі від поверхні ізоляційної конструкції до навколишнього повітря $R_{н}$:

$$R_T = R_{вн} + R_{ст} + \sum R_{ш} + R_{н}. \quad (2.17)$$

Термічний опір окремого циліндричного шару обчислюють за формулою

$$R_{ш} = \ln(d_{зш}/d_{вш})/2\pi\lambda_{ш}, \quad (2.18)$$

де $d_{зш}$ $d_{вш}$ – зовнішній і внутрішній діаметри шару;

$\lambda_{ш}$, - коефіцієнт теплопровідності матеріалу шару.

Для визначення термічного опору тепловіддачі від речовини, що рухається, до поверхні або у зворотному напрямку використовують рівняння

$$R_{вн} = 1/\alpha_{вн}; \quad R_{н} = 1/\alpha_{н}, \quad (2.19)$$

де $\alpha_{вн}$, $\alpha_{н}$ – відповідні коефіцієнти тепловіддачі.

Повний термічний опір ізольованого трубопроводу при підземному безканалльному прокладанні обчислюють за формулою

$$R_T = R_{вн} + R_{ст} + \sum R_{ш} + R_{гр}, \quad (2.20)$$

у якій $R_{гр}$ – термічний опір ґрунту.

Товщину шару матеріалу теплової ізоляції визначають з рівняння (2.16) за умови забезпечення заданих або нормативних втрат теплоти. Значення припустимих тепловтрат теплопроводами водяних теплових мереж, паропровадами та ізольованими трубопроводами квартальної мережі гарячого водопостачання наведено в дод. 10 – 12.

Охолодження теплоносія на ділянці теплотраси довжиною l обчислюють за формулою

$$Q = q \cdot l = G \cdot c(t_1 - t_2), \quad (2.21)$$

де G – витрати теплоносія на ділянці;

c – питома теплоємність;

t_1 - температура теплоносія на вході до ділянки;

t_2 - температура теплоносія на виході з ділянки.

Деякі приклади теплових розрахунків мереж наведено в роботі [7].

Економічність варіантів виконання системи тепlopостачання в цілому або окремих її елементів оцінюють за величиною загальних витрат, які складаються з капітальних вкладень і щорічних експлуатаційних витрат:

$$П = E \sum_{i=1}^n K_i + \sum_{i=1}^n C_i, \quad (2.22)$$

де E – коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень;

K_i - капітальні вкладення, грн;

C_i – експлуатаційні витрати, грн/р.;

i - кількість елементів, з яких складається система.

Капітальні вкладення є одноразовими витратами, що пов'язані з реалізацією проекту. Для системи тепlopостачання – це вартість споруд і обладнання джерела теплоти, вартість спорудження теплопроводів, вартість обладнання для приймання теплоти споживачами. Для теплових мереж капітальні вкладення складаються з вартості трубопроводів, теплової ізоляції, конструкцій опор для встановлення теплопроводів, запірно-

регулюючої арматури та інших елементів теплотраси, заробітної плати працівникам, що виконують монтажні роботи, запуск і випробування [8].

Величина капітальних вкладень у спорудження теплових мереж залежить від діаметра і довжини трубопроводів. При збільшенні цих показників витрати на спорудження теплотраси зростають. У довідковій літературі подано питомі вартісні показники, тобто капітальні вкладення у спорудження 1 м відповідного діаметра залежно від способу прокладання $K_{\text{п}}$. Кошти, необхідні для спорудження ділянки теплотраси довжиною $l_{\text{д}}$ і діаметром трубопроводу $d_{\text{д}}$ обчислюють за формулою

$$K_{\text{д}}=K_{\text{п}}(d_{\text{д}}) * l_{\text{д}}. \quad (2.23)$$

Капітальні вкладення в теплову мережу, складену з ділянок різного діаметра, визначають як суму витрат для кожної ділянки.

Експлуатаційні витрати – це кошти, необхідні кожного року для забезпечення нормальної роботи обладнання. Для теплових мереж – це вартість електроенергії для привода насосів, матеріалів для виконання ремонтних робіт, заробітна плата працівникам, вартість нормативних втрат теплоти при транспортуванні теплоносія. Витрати на експлуатацію теплової мережі, як і капітальні вкладення, залежать від діаметра і довжини трубопроводів і способу прокладання теплотраси. Для окремої ділянки їх можна обчислити за питомими показниками $C_{\text{п}}(d_{\text{д}})$ для утримання протягом року 1 м теплопроводу:

$$C_{\text{д}}=C_{\text{п}}(d_{\text{д}}) * l_{\text{д}}. \quad (2.24)$$

Збільшення діаметра трубопроводів, з одного боку, збільшує експлуатаційні витрати, впливаючи на такі складові, як, наприклад, витрати коштів для проведення ремонтних робіт. З іншого боку, при збільшенні діаметрів зменшуються втрати тиску при русі теплоносія і відповідно зменшується потужність мережних насосів і витрати електроенергії для привода електродвигунів цих насосів.

При аналізі варіантів проекту для кожного з них обчислюють загальні витрати і обирають той варіант, який має мінімальну вартість.

Розрахункові задачі

2.37. За допомогою номограми для гідравлічного розрахунку визначити діаметр трубопроводу на ділянці водяних теплових мереж з витратами води 10 кг/с за умови, щоб питомі втрати тиску не перевищували 80 Па/м.

Відповідь: 125 мм.

2.38. Напір води на вході до ділянки теплотраси довжиною 1000 м становить 40 м вод. ст., а витрати води на ділянці 20 кг/с. За допомогою номограми для гідравлічного розрахунку визначити діаметр трубопроводу, при якому напір води на виході з ділянки становив би 36 м вод. ст. Вважати, що втрати тиску в місцевих опорах відсутні.

Розв'язання

1. Припустимі втрати напору на ділянці

$$\Delta H = H_1 - H_2 = 40 - 36 = 4 \text{ м вод. ст.} = 40000 \text{ Па.}$$

2. Припустимі питомі втрати тиску на ділянці

$$i = \Delta H / l = 40000 / 1000 = 40 \text{ Па/м.}$$

3. У полі номограми для гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж знаходимо точку перетину ліній $i = 40 \text{ Па/м}$ та $G = 20 \text{ кг/с}$, яка визначає діаметр трубопроводу, що забезпечує виконання умови. Вибираємо $d = 184 \text{ мм}$.

2.39. Обчислити напір води в кінцевій точці ділянки, якщо діаметр теплопроводу зменшити до 125 мм. Величину витрат води, напір води на вході до ділянки та її довжину прийняти такими самими, як у попередній задачі.

Відповідь: 10 м вод. ст.

2.40. Для ділянки теплової мережі довжиною 500 м і діаметром 359 мм визначити повні втрати тиску, якщо витрати води на ділянці дорівнюють 100 кг/с. Втрати тиску в місцевих опорах врахувати коефіцієнтом $\beta_M=0,3$.

Відповідь: 19500 Па = 1,95 м вод. ст.

2.41. Визначити діаметр трубопроводу і питомі втрати тиску на ділянці водяної теплової мережі з витратами 30 кг/с за умови, щоб швидкість води не перевищувала величину 1 м/с.

Відповідь: $d = 207$ мм, $i = 50$ Па/м.

2.42. Використовуючи номограму для гідравлічного розрахунку, визначити витрати води у трубопроводі діаметром 207 мм, якщо швидкість води 1,5 м/с.

Відповідь: 50 кг/с.

2.43. Напір води на вході до ділянки трубопроводу теплової мережі дорівнює 40 м вод. ст., на виході - 30 м вод. ст. Обчислити питомі втрати тиску на ділянці, якщо її довжина 1000 м, а коефіцієнт обліку втрат тиску в місцевих опорах 0,25.

Відповідь: 80 Па/м.

2.44. Фактичні питомі втрати тиску в подавальному трубопроводі теплової мережі діаметром 309 мм при величині витрат води 100 кг/с дорівнюють 65 Па/м. Вказати, як необхідно змінити діаметр трубопроводу, щоб забезпечити питомі втрати тиску у трубопроводі на рівні 30 Па/м.

Відповідь: збільшити діаметр трубопроводу до 350 мм.

2.45. Обчислити коефіцієнт обліку втрат тиску в місцевих опорах ділянки теплопроводу, якщо втрати тиску через тертя дорівнюють 60 Па/м, довжина ділянки 500 м, а втрати тиску в місцевих опорах становлять 1 м вод. ст.

Відповідь: 0,33.

2.46. Визначити втрати тиску в місцевих опорах ділянки теплової мережі довжиною 1500 м і діаметром 514 мм, якщо витрати води у трубопроводі дорівнюють 300 кг/с, коефіцієнт обліку втрат тиску в місцевих опорах ділянки становить 0,4.

Відповідь: 2,52 м вод. ст.

2.47. Як зміняться втрати тиску води у трубопроводі діаметром 150 мм, якщо витрати її зростуть з 10 кг/с до 20 кг/с?

Відповідь: збільшаться в чотири рази.

2.48. У скільки разів зменшаться загальні втрати тиску на ділянці водяної теплової мережі довжиною 500 м, якщо діаметр трубопроводу збільшити з 309 мм до 350 мм? Втрати тиску у місцевих опорах прийняти рівними 5000 Па, а витрати води на ділянці 100 кг/с. При розв'язанні скористатися номограмою для гідравлічного розрахунку.

Відповідь: у 2,2 разу.

2.49. Для наведеної на рис. 2.10 схеми тепlopостачання району забудови визначити діаметри трубопроводів на ділянках теплотраси і загальні втрати тиску у трубопроводах магістрального напрямку за умови, щоб питомі втрати тиску через тертя не перевищували 80 Па/м, а коефіцієнт обліку втрат тиску в місцевих опорах мережі становив 0,25. Теплові навантаження споживачів прийняти за табл. 2.6, геометричні характеристики ділянок – за табл. 2.7. Температуру мережної води в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі прийняти відповідно 150 °С та 70 °С.

Таблиця 2.6

Характеристики систем тепlopостачання району забудови

Показник	Позначення споживача		
	I	II	III
Теплове споживання, МВт	3	5	4

Таблиця 2.7

Вихідні дані і результати обчислень (задача 2.49)

Показник	Позначення	Ділянка мережі		
		1-2	2-3	3-4
Довжина, м	l	500	400	300
Витрати води, кг/с	G	8,95	23,9	35,9
Питомі втрати тиску, Па/м	R	60	50	58
Діаметр трубопроводу, мм	d	125	189	207
Втрати тиску на ділянках, Па	ΔP	37500	16000	21750

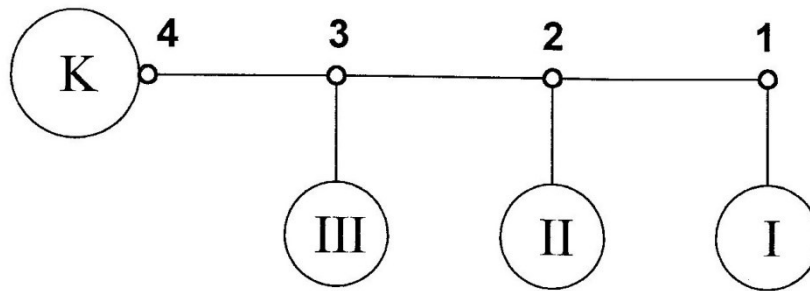


Рис. 2.10. Розрахункова схема теплової мережі (до задачі 2.49):
 К- котельня; І...Ш – споживачі теплоти; 1...4 – розрахункові точки мережі

Розв'язання

1. Теплове навантаження ділянок теплової мережі.

Навантаження ділянки 1-2 дорівнює потребі в теплоті споживача І

$$Q_{1-2} = Q_I = 3 \text{ МВт} = 3 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

Ділянка 2-3 забезпечує теплотою споживачів І та ІІ

$$Q_{2-3} = Q_I + Q_{II} = 3 + 5 = 8 \text{ МВт} = 8 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

До ділянки 3-4 приєднані всі споживачі теплоти району забудови

$$Q_{3-4} = Q_I + Q_{II} + Q_{III} = 3 + 5 + 4 = 12 \text{ МВт} = 12 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

2. Витрати води на кожній з ділянок обчислюють за формулою, наприклад для ділянки 1-2

$$G_{1-2} = \frac{Q_{1-2}}{c(\tau_{II} - \tau_3)} = \frac{3 \cdot 10^6}{4190 \cdot (150 - 70)} = 8,95 \text{ кг/с,}$$

де $c = 4190 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°C)}$ – питома теплоємність води;

$\tau_{II} = 150 \text{ °C}$,

$\tau_3 = 70 \text{ °C}$ - температура води у подавальному і зворотному трубопроводах мережі.

Аналогічно визначаємо витрати води на інших ділянках мережі. Результати обчислень подано в табл. 2.7.

3. Використовуючи номограму для гідравлічного розрахунку, за відомими витратами води визначаємо на ділянках мережі діаметри й питомі втрати тиску. Наприклад, для ділянки 1-2 за умови, що припустимі втрати тиску не повинні перевищувати величину 80 Па/м, знаходимо $d = 408$ мм, $R = 60$ Па/м.

Результати визначення гідравлічних характеристик ділянок наведено в табл. 2.7.

4. За формулою (2.12) обчислюємо втрати тиску на ділянках мережі. Наприклад, для ділянки 1-2 вони дорівнюють

$$\Delta P_{1-2} = R_{1-2} l_{1-2} (1 + \beta_m) = 60 * 500 (1 + 0,25) = 37500 \text{ Па.}$$

Результати обчислень втрат тиску для ділянок 2-3 і 3-4 наведено в табл. 2.7.

5. Загальні втрати тиску на теплотрасі від точки К до точки 1

$$\begin{aligned} \Delta P &= \Delta P_{1-2} + \Delta P_{2-3} + \Delta P_{3-4} = 37500 + 16000 + 21750 = \\ &= 75250 \text{ Па} = 7,525 \text{ м вод. ст.} \end{aligned}$$

2.50. Використовуючи результати розв'язання попередньої задачі, обчислити потужність електродвигуна для привода насоса, який забезпечує циркуляцію мережної води по трубопроводах теплової мережі. Коефіцієнт корисної дії насоса прийняти рівним 0,65.

Розв'язання

Для визначення потужності насоса використовуємо формулу (2.13). Подача насоса (витрати води через насос) дорівнює витратам на ділянці 3-4, тобто на ділянці, через яку проходить мережна вода для всіх споживачів району забудови $G = G_{3-4} = 790$ кг/с.

Необхідний напір води на виході з насоса обчислюють, враховуючи те, що встановлені на котельні мережні насоси повинні забезпечити рух води від котельні до споживачів і у зворотному напрямку, долаючи при цьому втрати тиску як у подавальному, так і зворотному трубопроводах мережі. Витрати води і діаметри трубопроводів в обох напрямках однакові, тому і втрати тиску в подавальних і зворотних трубопроводах однакові. Таким чином, напір води на виході з насоса визначають за формулою

$$H = 2 \Delta P + H_{\text{геод}} + H_{\text{вв}},$$

де $H_{\text{геод}}$ - різниця геодезичних відміток насоса і споживачів (прийнята рівною 5 м);

$H_{\text{вв}}$ - напір води на ввіді до інженерних систем споживання теплової енергії (прийнятий при обчисленнях рівним 24 м вод. ст.).

$$H = 2 * 7,525 + 5 + 24 = 44,05 \text{ м вод. ст.}$$

Потужність насоса

$$N = \frac{g * G * H}{1000 * \eta_n} = \frac{9,8 * 35,9 * 44,05}{1000 * 0,65} = 23,8 \text{ кВт.}$$

2.51. Для наведеної на рис. 2.11 схеми тепlopостачання визначити річні витрати електроенергії встановленими на котельні насосами, якщо температура води в подавальному і зворотному трубопроводах дорівнює 135 °С і 70 °С відповідно, а коефіцієнт корисної дії насоса становить 0,6. Теплові навантаження споживачів прийняти за табл. 2.8. При виборі діаметрів трубопроводів на ділянках мережі питомі втрати не повинні перевищувати 100 Па/м. Коефіцієнт обліку втрат тиску в місцевих опорах мережі прийняти рівним 0,3. Довжину ділянки (1-2) прийняти 300 м, ділянки (2-3) – 600 м. При обчисленні прийняти $H_{\text{геод}} = 0$, $H_{\text{вв}} = 15$ м.

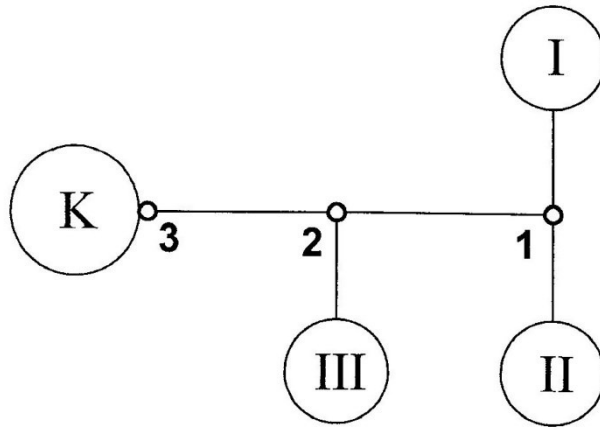


Рис. 2.11. Розрахункова схема теплової мережі (до задачі 2.51)

Таблиця 2.8

Вихідні дані до виконання задачі 2.51

Показник	Позначення споживача теплоти		
	I	II	III
Теплове споживання, МВт	0,5	1,5	1,0

Відповідь: 71400 кВт.год.

2.52. Обчислити необхідний тиск води на виході з котельні (на вході до подавального трубопроводу теплових мереж P_1) і тиск води на вході до котельні зі зворотного трубопроводу P_2 , якщо довжина мережі 1000 м, витрати води 60 кг/с, а діаметр трубопроводів 259 мм. Втрати тиску в місцевих опорах мережі прийняти 2 м вод. ст., а напір води у споживачів 20 м вод. ст.

Відповідь: $P_1 = 28$ м вод. ст., $P_2 = 12$ м вод. ст.

2.53. Як порівняно з попередньою задачею, зміняться величини P_1 і P_2 , якщо діаметр подавального і зворотного трубопроводів дорівнюватиме 309 мм? Інші дані для обчислень прийняти такими самими, як у задачі 2.52.

Відповідь: $P_1 = 24,5$ м вод. ст., $P_2 = 15,5$ м вод. ст.

2.54. Встановити, чи є достатнім напір мережного насоса 40 м вод. ст. для прокачування води через теплопровід однострубною мережі довжиною 1500 м, діаметром 350 мм, якщо витрати води у трубопроводі дорівнюють 200 кг/с, а коефіцієнт обліку втрат тиску в місцевих опорах мережі становить 0,3. Напір води на ввіді до систем теплоспоживання прийняти 25 м вод. ст.

Відповідь: напір недостатній; потрібний напір дорівнює 48,4 м вод. ст.

2.55. Як для умов попередньої задачі необхідно змінити діаметр трубопроводу, щоб існуючий напір насоса 40 м вод. ст. зміг забезпечити нормальну роботу мереж. Вихідні дані для розрахунків прийняти за задачею 2.54.

Відповідь: мінімально можливий діаметр трубопроводу повинен становити 408 мм (необхідний напір води при цьому дорівнює 36,7 м вод. ст., що може бути забезпечено насосом).

2.56. Двотрубну водяну мережу прокладено безканално. Температура ґрунту на глибині прокладання теплопроводів становить +5 °С. Температура мережної води у зворотному трубопроводі дорівнює 50 °С, у подавальному 90 °С. Обчислити втрати теплоти трубопроводами на ділянці довжиною 600 м, діаметром 159 мм. При розв'язанні скористатися даними дод. 1.

Відповідь: 75000 Вт.

2.57. Фактичні втрати теплоти подавальним трубопроводом діаметром 108 мм і довжиною 300 м становлять 26,46 кВт. У скільки разів вони перевищують припустимі втрати при температурі мережної води 90 °С, температурі ґрунту на глибині прокладання в непрохідних каналах $t_{гр} = 5$ °С?

Відповідь: в 1,4 разу.

2.58. Обчислити фактичні теплові втрати подавальним трубопроводом з наведеними в попередній задачі характеристиками, якщо температуру мережної води знизити до 80 °С.

Розв'язання

Величина теплових втрат трубопроводом визначається характеристиками теплової ізоляції і різницею температур речовини всередині труби і навколишнього середовища. У нашому випадку змінюється тільки температура води. Обчислення теплового потоку для нових значень температур здійснюють за формулою

$$Q_{\text{н}} = Q \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{но}}}{t - t_0},$$

у якій $t_{\text{н}}, t$ - температура води; $t_0, t_{\text{но}}$ - температура навколишнього середовища (індексом «н» позначено величини для нових умов). Таким чином,

$$Q_{\text{н}} = 26,46 * \frac{80-5}{90-5} = 23,35 \text{ кВт.}$$

2.59. Визначити повний термічний опір ізольованого теплопроводу, який би забезпечив при температурах води і навколишнього середовища відповідно 90 °С і 5 °С теплові втрати 116 кВт на довжині 1000 м.

Відповідь: 0,733 м²°С/Вт.

2.60. Обчислити втрати теплоти ізольованим трубопроводом при температурі води 70 °С і температурі навколишнього середовища 10 °С, якщо при тій самій температурі води і навколишнього середовища 5 °С теплові втрати дорівнюють 50 кВт.

Відповідь: 46,15 кВт.

2.61. Теплові втрати трубопроводом довжиною 500 м, який прокладено надземним способом, дорівнюють 50 кВт. Визначити необхідний термічний опір шару теплової ізоляції, якщо термічний опір тепловіддачі від теплоносія до стінки труби 0,002 м°С/Вт, а термічний опір тепловіддачі від поверхні ізоляції до навколишнього повітря 0,05 м°С/Вт. Температуру води і навколишнього повітря прийняти 80 °С і 10 °С.

Відповідь: 0,6477 м²°С/Вт.

2.62. Визначити товщину шару теплової ізоляції для нанесення на поверхню подавального трубопроводу ділянки теплової мережі довжиною 400 м, прокладеного безканально, щоб при температурах води у трубопроводі і ґрунту 130 °С і 5 °С відповідно забезпечити втрати теплоти 32 кВт. Зовнішній діаметр труби прийняти 259 мм, величину термічного опору ґрунту – 0,1 м²°С/Вт. Значення термічних опорів тепловіддачі від води до поверхні трубопроводу і стінки труби прийняти за попередньою задачею. Термічний опір стінки труби дорівнює 0,0003 м°С/Вт. Коефіцієнт теплопровідності ізоляції дорівнює 0,05 Вт/м°С.

Розв'язання

1. Питомі втрати теплоти на ділянці

$$q = Q/l = 32000/400 = 80.$$

2. За рівнянням (2.16) обчислюємо повний термічний опір ізольованого трубопроводу:

$$R_T = \frac{t-t_0}{q} = \frac{130-5}{80} = 1,56 \text{ м}^\circ\text{С/Вт}.$$

3. Використовуючи рівняння (2.20), визначаємо термічний опір шару теплової ізоляції при безканальному підземному прокладанні теплопроводів:

$$R_{із} = R_T - R_{вн} - R_{ст} - R_{гр} = 1,56 - 0,002 - 0,0003 - 0,1 = 1,46 \text{ м}^\circ\text{С/Вт},$$

де $R_{вн} = 0,002 \text{ м}^\circ\text{С/Вт}$ – термічний опір тепловіддачі від теплоносія до внутрішньої поверхні труби (за попередньою задачею).

4. Записуючи рівняння (2.19) для шару теплової ізоляції

$$R_{із} = \ln(d_{із}/d_{тр})/2\pi\lambda_{із},$$

обчислюємо її зовнішній діаметр:

$$d_{із} = d_{тр} \exp(R_{із} * 2\pi\lambda_{із}) = 259 * \exp(1,46 * 2 * 3,14 * 0,05) = 410 \text{ мм}.$$

5. Товщина шару теплової ізоляції

$$\delta_{\text{із}} = (d_{\text{із}} - d_{\text{тр}})/2 = (410 - 259)/2 = 75 \text{ мм.}$$

2.63. Обчислити втрати теплоти прокладеним надземним способом паропроводом діаметром 319 мм і довжиною 200 м, якщо товщина шару теплоізоляції 60 мм, а коефіцієнт теплопровідності матеріалу ізоляції 0,045 Вт/м°C. Температура пари дорівнює 190 °С, а температура навколишнього повітря 20 °С. Термічний опір тепловіддачі від пари до стінки труби і від поверхні ізоляції до повітря дорівнює відповідно 0,001 м°C/Вт і 0,08 м°C/Вт, а термічний опір стінки труби становить 0,0002 м°C/Вт.

Відповідь: 28076 Вт.

2.64. Як для умов задачі 2.63 зміниться величина теплових втрат паропроводом, якщо товщина шару теплоізоляції дорівнюватиме 80 мм?

Відповідь: 22368 Вт; теплові втрати зменшаться в 1,26 разу.

2.65. Визначити, якої товщини повинен бути шар теплоізоляції паропроводу, щоб порівняно з даними задачі 2.63 зменшити втрати теплоти вдвічі.

Відповідь: 149,6 мм.

2.66. У зворотному трубопроводі теплової мережі довжиною 400 м рухається вода в кількості 5 кг/с. Обчислити температуру води в кінці трубопроводу, якщо на вході вона 70 °С, а питомі втрати теплоти 100 Вт/м. Теплоємність води прийняти рівною 4187 Дж/кг°C.

Відповідь: 68,09 °С.

2.67. Визначити питомі теплові втрати на ділянці теплопроводу водяних мереж довжиною 1000 м, якщо витрати води дорівнюють 6 кг/с, а її температура на вході та виході ділянки становить відповідно 115 °С і 110 °С. Питому теплоємність води прийняти 4187 Дж/кг°C.

Відповідь: 125,6 Вт/м.

2.68. Обчислити товщину шару теплової ізоляції, виготовленої з матеріалу, що має коефіцієнт теплопровідності $0,04 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$, яка б забезпечила охолодження мережної води при надземному прокладанні на 1°С на ділянці довжиною 700 м . Діаметр трубопроводу 159 мм , витрати води $3,5 \text{ кг/с}$. Термічний опір тепловіддачі від поверхні ізоляції до повітря дорівнює відповідно $0,05 \text{ м}^\circ\text{С/Вт}$, а значення термічних опорів стінки труби і тепловіддачі від мережної води до поверхні труби становить $0,0002 \text{ м}^\circ\text{С/Вт}$ і $0,001 \text{ м}^\circ\text{С/Вт}$ відповідно. Температуру мережної води і зовнішнього повітря прийняти 50°С і 5°С .

Відповідь: $72,3 \text{ мм}$.

2.69. Визначити температуру мережної води у кінці ділянки подавального трубопроводу діаметром 259 мм і довжиною 1250 м , якщо температура на вході до ділянки становить 110°С , а швидкість води 1 м/с . При розв'язанні скористатися номограмою для гідравлічного розрахунку теплопроводів водяних мереж.

Відповідь: $109,3^\circ\text{С}$.

2.70. Повний термічний опір ізольованого трубопроводу дорівнює $1,15 \text{ м}^\circ\text{С/Вт}$, а температури мережної води і навколишнього середовища відповідно 120°С і 5°С . Обчислити втрати теплоти трубопроводом на довжині 500 м та визначити величину тепловтрат, якщо температура води за інших рівних умов знизиться до 8°С .

Відповідь: $Q_1 = 50 \text{ кВт}$; $Q_2 = 34,78 \text{ кВт}$.

2.71. Обчислити, у скільки разів втрати теплоти трубопроводом при температурі навколишнього середовища 10°С менше, ніж при температурі 5°С , якщо в першому випадку вода на ділянці охолоджується з 70°С до 66°С . Витрати води дорівнюють 5 кг/с .

Відповідь: менш ніж в $1,08$ разу.

2.72. Визначити зниження температури мережної води на ділянці теплотраси довжиною 500 м для таких умов: повний термічний опір теплоізоляційної конструкції становить $2 \text{ м}^\circ\text{С/Вт}$,

температура води 105 °С, навколишнього середовища 5°С, витрати води 5 кг/с. Теплоємність води прийняти рівною 4187 Дж/кг°С.

Відповідь: 1,2 °С.

2.73. Температура мережної води на вході до ділянки теплової мережі становить 70 °С. Обчислити температуру води в кінці ділянки, якщо її довжина 5000 м, температура навколишнього середовища дорівнює 20 °С, повний термічний опір теплоізоляційної конструкції 0,9 м°С/Вт, а витрати мережної води 3 кг/с. Теплоємність води прийняти рівною 4187 Дж/кг°С.

Відповідь: 66 °С.

2.74. Двотрубна тепла мережа від опалювальної котельні має дві ділянки (рис. 2.11), характеристики яких подано в табл. 2.9. Обчислити річні перевитрати палива котельнею через втрати теплоти теплопроводами, якщо коефіцієнт корисної дії котлів дорівнює 0,87, а теплотворна здатність палива становить 38000 кДж/м³.

Таблиця 2.9

Вихідні дані до виконання задачі 2.74

Показник	Номер ділянки	
	1-2	2-3
Витрати мережної води, кг/с	20	50
Довжина, м	500	300
Діаметр теплопроводів, мм	207	259
Питомі теплові втрати, Вт:		
- подавальними трубопроводами	90	105
- зворотними трубопроводами	55	70

Розв'язання

1. Втрати теплоти подавальними трубопроводами на ділянках обчислюємо за формулою (2.16):

$$\text{ділянка 1 - 2} \quad Q_{п1} = q \cdot l = 90 \cdot 500 = 45000 \text{ Вт};$$

$$\text{ділянка 1 - 2} \quad Q_{п2} = q \cdot l = 105 \cdot 300 = 31500 \text{ Вт}.$$

2. Втрати теплоти зворотними трубопроводами на ділянках:

$$\text{ділянка 1 - 2} \quad Q_{з1} = q \cdot l = 55 \cdot 500 = 27500 \text{ Вт};$$

$$\text{ділянка 1 - 2} \quad Q_{з2} = q \cdot l = 70 \cdot 300 = 21000 \text{ В.}$$

3. Сумарні теплові втрати подавальними трубопроводами мережі

$$Q_{п} = Q_{п1} + Q_{п2} = 45000 + 31500 = 76500 \text{ Вт.}$$

4. Сумарні теплові втрати зворотними трубопроводами мережі

$$Q_{з} = Q_{з1} + Q_{з2} = 27500 + 21000 = 48500 \text{ Вт.}$$

5. Загальні втрати теплоти

$$Q = Q_{п} + Q_{з} = 76500 + 48500 = 125000 \text{ Вт.}$$

6. Річні теплові втрати трубопроводами теплової мережі

$$Q_{р} = Q \cdot T = 125 \cdot 10^3 \cdot 26,64 \cdot 10^6 = 3330 \cdot 10^9 \text{ Дж} = 3330 \text{ ГДж},$$

де $T = 26,64 \cdot 10^6$ - річна тривалість роботи обладнання.

7. Річні витрати газу, необхідні для компенсації теплових втрат теплопроводами обчислюємо за формулою (2.11):

$$V_{р} = \frac{Q_{р}}{\eta \cdot Q_{рн}} = \frac{3330 \cdot 10^9}{0,87 \cdot 38 \cdot 10^6} = 100,7 \cdot 10^3 \text{ м}^3,$$

де $Q_{рн} = 38000 \text{ кДж/м}^3 = 38 \cdot 10^6 \text{ Дж/м}^3$ - теплотворна здатність спалюваного палива.

2.75. Використовуючи вихідні дані і результати розв'язання попередньої задачі, обчислити температуру мережної води в подавальному трубопроводі на ввіді найвіддаленішого від котельні споживача (точка 1), якщо на виході з котельні (точка 3) температура води дорівнює $125 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Розв'язання

1. Якщо температура води на виході з котельні і втрати теплоти на ділянці (2-3) відомі, температуру в кінці названої ділянки (точка 2) можна обчислити за формулою (2.21):

$$t_2 = t_3 - \frac{Q_{п2}}{G_2 * C} = 125 - \frac{31500}{50 * 4190} = 124,85 \text{ } ^\circ\text{C},$$

де $G_2 = 50$ кг/с – витрати води на ділянці (2-3);

$C = 4190$ Дж/кг $^\circ\text{C}$ - питома теплоємність води.

2. Приймаючи температуру мережної води на вході до ділянки (1-2) рівною температурі води на виході попередньої ділянки (2-3), за формулою (2.21) визначаємо температуру в точці мережі:

$$t_1 = t_2 - \frac{Q_{п1}}{G_1 * C} = 124,85 - \frac{45000}{20 * 4190} = 124,3 \text{ } ^\circ\text{C},$$

де $G_1 = 20$ кг/с – витрати води на ділянці (1-2).

2.76. Приймаючи температуру води на вході до зворотного трубопроводу теплової мережі (точка 1) 70°C , обчислити температуру води на вході до котельні (точка 3). При розв'язанні скористатися даними задачі 2.74.

Відповідь: $69,57 \text{ } ^\circ\text{C}$.

2.77. Довжина теплопроводу від опалювальної котельні 1200 м. Питомі втрати теплоти подавальним і зворотним трубопроводами при температурі мережної води у них $\tau_1 = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$ та $\tau_2 = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ і температурі навколишнього середовища $5 \text{ } ^\circ\text{C}$ дорівнюють відповідно 100 Вт/м і 70 Вт/м. Обчислити річні перевитрати палива котельнею через втрати теплоти теплопроводами при $\tau_1 = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$ і $\tau_2 = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$, якщо коефіцієнт корисної дії котлів дорівнює 0,85, а теплота згорання палива становить 34000 кДж/кг. Тривалість роботи обладнання прийняти 74000 год.

Відповідь: $160,69 * 10^3$ кг.

2.78. Визначити годинні витрати палива опалювальною котельнею, якщо потреба в тепловій енергії споживачів дорівнює 1,5 МВт, а температура води в подавальному і зворотному трубопроводах становить відповідно 90 °С та 60 °С. Температура навколишнього середовища дорівнює 7 °С, а повний термічний опір теплоізоляційної конструкції 1,15 м°С/Вт. Довжина теплопроводу 2000 м. Коефіцієнт корисної дії котлів дорівнює 0,9, а теплотворна здатність палива становить 40000 кДж/м³.

Відповідь: 174 м³/год.

2.79. У табл. 2.10 подано результати гідравлічного розрахунку теплових мереж за задачею 2.49. Приймаючи вартісні показники спорудження теплопроводів при прокладанні в непрохідних каналах за табл. 2.11, обчислити капітальні вкладення й експлуатаційні витрати для теплотраси (експлуатаційні витрати обчислити без урахування теплових втрат трубопроводами).

Розв'язання

1. За даними табл. 2.11 інтерполяцією визначаємо вартісні показники для кожної з ділянок мережі. Результати занесено в табл. 2.12.

2. За формулами (2.23), (2.24) обчислюємо відповідно капітальні вкладення та експлуатаційні витрати на ділянках. Наприклад, для ділянки 1-2 маємо такі результати:

$$\begin{aligned}K_{1-2} &= K_{\text{п}} l_{1-2} = 298 * 500 = 149000 \text{ грн,} \\C_{1-2} &= C_{\text{п}} l_{1-2} = 31 * 500 = 15500 \text{ грн.}\end{aligned}$$

Результати обчислень для інших ділянок подано в табл. 2.11.

3. Вартісні показники для мережі в цілому знаходимо як суму відповідних величин для ділянок:

$$\begin{aligned}K_{\text{м}} &= K_{1-2} + K_{2-3} + K_{3-4} = 149000 + 156000 + 137400 = 442400 \text{ грн.} \\C_{\text{м}} &= C_{1-2} + C_{2-3} + C_{3-4} = 15500 + 15600 + 12840 = 43940 \text{ грн.}\end{aligned}$$

Таблиця 2.10

Характеристики розрахункових ділянок (до рис. 2.10)

Показник	Ділянка мережі		
	1-2	2-3	3-4
Довжина l, м	500	400	300
Діаметр трубопроводу d, мм	125	189	207

Таблиця 2.11

Техніко-економічні показники будівництва та експлуатації теплових мереж (на 1 м довжини двотрубного прокладання)

Матеріал труби де ГОСТ	Діаметр, мм	Прокладання в непрохідних каналах серії ІС 01 04		Безканалне прокладання з пінобетонною ізоляцією	
		К _п , грн	С _п , грн/р.	К _п , грн	С _п , грн/р.
Сталеві безшовні труби ГОСТ 8731 74	57	222,0	22,4	106,8	10,8
	83	227,6	23,2	114,0	11,6
	108	284,0	29,6	277,2	27,6
	133	311,2	32,0	288,0	28,6
	168	323,6	34,8	324,0	32,4
	229	590,4	50,8	380,8	35,2
	273	625,2	54,0	440,8	42,0
	325	658,0	60,4	505,2	43,2
Електрозварні, ГОСТ 10707 73	376	714,8	64,8	540,8	44,0
	426	922,0	68,4	641,6	50,0
	530	1057,6	79,6	739,6	59,6

Таблиця 2.12

Капітальні вкладення у спорудження та експлуатаційні витрати для теплових мереж

Номер ділянки	Капітальні вкладення		Експлуатаційні витрати	
	Питомі, К _п , грн/м	На ділянці, К _д , грн	Питомі, С _п , грн/м*р.	На ділянці, С _д , грн/р.
1-2	298	149000	31	15500
2-3	390	156000	39	15600
3-4	458	137400	42,8	12840
У цілому		442400		43940

2.80. Використовуючи наведені в дод. 10 дані щодо теплових втрат трубопроводами водяних теплових мереж, обчислити, як зміняться експлуатаційні витрати для розглянутого в попередній задачі теплопроводу. Середньорічну температуру теплоносія в подавальному трубопроводі прийняти 65 °С, у зворотному трубопроводі 50 °С. Тариф на теплову енергію прийняти 63,3 грн/ГДж.

Розв'язання

1. Залежно від діаметра трубопроводу на ділянці за дод. 10 знаходимо питомі втрати теплоти окремо для подавального q_p і зворотного q_z трубопроводів мережі. Результати занесено в табл. 2.13.

Таблиця 2.13

Теплові втрати трубопроводами мережі

Номер ділянки	Діаметр, мм	Довжина, м	Втрати теплоти трубопроводами			
			Подавальна лінія		Зворотна лінія	
			Питомі, Вт/м	На ділянці, Вт	Питомі, Вт/м	На ділянці, Вт
1-2	125	500	42	21000	51,8	25900
2-3	189	400	54	21600	66	26400
3-4	207	300	56	16800	69	20700
У цілому для мережі				59400		73000

2. Втрати теплоти на кожній з ділянок визначаємо за формулою (2.16). Для ділянки 1-2, наприклад, втрати теплоти зворотними і подавальними трубопроводами дорівнюють

$$Q_{z,1-2} = q_{z,1-2} * l_{1-2} = 42 * 500 = 21000 \text{ Вт},$$

$$Q_{p,1-2} = q_{p,1-2} * l_{1-2} = 51,8 * 500 = 25900 \text{ Вт}.$$

Результати обчислень для інших ділянок мережі подано в табл. 2.13.

3. Теплові втрати трубопроводами мережі в цілому визначаємо як суму втрат на окремих ділянках:

- зворотний трубопровід

$$Q_3 = Q_{3,1-2} + Q_{3,2-3} + Q_{3,3-4} = 21000 + 21600 + 16800 = 59400 \text{ Вт};$$

- подавальний трубопровід

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{п},1-2} + Q_{\text{п},2-3} + Q_{\text{п},3-4} = 25900 + 26400 + 20700 = 73000 \text{ Вт}.$$

4. Сумарні втрати теплоти теплопроводами мережі дорівнюють

$$Q = Q_3 + Q_{\text{п}} = 59400 + 73000 = 132400 \text{ Вт}.$$

5. Річні втрати теплоти

$$Q_{\text{річ}} = Q * 350 * 24 * 3600 = 2173,5 * 10^9 \text{ Дж/р.} = 2173,5 \text{ ГДж/р.}$$

6. Вартість річних втрат теплоти

$$C_{\text{т}} = Q_{\text{річ}} * T_{\text{т}} = 2173,5 * 63,3 = 137583 \text{ грн/р.}$$

7.3 з урахуванням п. 3 попередньої задачі сумарні експлуатаційні витрати дорівнюють

$$C = C_{\text{м}} + C_{\text{т}} = 43940 + 137583 = 181523 \text{ грн/р.}$$

2.81. Обчислити загальні витрати для насосної установки, що обслуговує водяні теплові мережі, якщо потужність насосів $N=50$ кВт, тривалість роботи насосного обладнання 350 діб за рік, а тариф за електроенергію становить 0,15 грн/кВт·год. Питому вартість насосів прийняти 200 грн/кВт встановленої потужності, витрати на обслуговування насосів прийняти 5000 грн/р.

Розв'язання

1. Капітальні вкладення в насоси (вартість насосів)

$$K_{\text{н}} = N * S_{\text{н}} = 50 * 200 = 10000 \text{ грн.}$$

2. Річні витрати електроенергії для роботи мережних насосів

$$N_{\text{річ}} = N * 350 * 24 = 50 * 350 * 24 = 420000 \text{ кВт}\cdot\text{год},$$

де 350 діб – тривалість роботи насосів за рік.

3. Вартість річних витрат електроенергії

$$C_{\text{річ}} = N_{\text{річ}} * T_e = 420000 * 0,15 = 63000 \text{ грн/р.}$$

4. Сумарні експлуатаційні витрати на насоси

$$C = C_{\text{річ}} + C_{\text{н}} = 63000 + 5000 = \text{грн/р.}$$

5. Загальні витрати на насоси

$$\Pi = K * E + C = 10000 * 0,15 + 68000 = 69500 \text{ грн/р.}$$

2.82. Порівняти три варіанти виконання теплової мережі довжиною 2500 м з витратами води 23,88 кг/с. Для першого варіанта вибір діаметра здійснити за умови, щоб питомі втрати тиску R не перевищували 40 Па/м, для другого $50 < R \leq 80$ Па/м, для третього $R > 100$ Па/м. Напір води на вводах до систем споживання теплоти становить $H_{\text{вв}} = 40$ м вод. ст., коефіцієнт корисної дії мережних насосів 0,45. Питому вартість насосів прийняти рівною 300 грн/кВт, тариф на електроенергію 0,2 грн/кВт·год. Втрати теплоти трубопроводами при визначенні експлуатаційних витрат не враховувати.

Розв'язання

Мета порівняння – вибір діапазону оптимальних значень питомих втрат тиску при гідравлічному розрахунку теплових мереж. При аналізі прийнято до уваги капітальні вкладення у спорудження теплових мереж і насосні установки, експлуатаційні витрати на утримання теплопроводів. Для спрощення прийнято, що експлуатаційні витрати на насосні установки дорівнюють вартості витрат електроенергії для привода електродвигунів насосів (заробітну плату персоналу, витрати на проведення ремонтних робіт та інше до уваги не прийнято).

1. За допомогою номограми для гідравлічного розрахунку теплових мереж (рис. 2.8) визначаємо діаметри теплопроводів для варіантів:

- 1 варіант $G=23,88$ кг/с; $d_1 = 207$ мм, $R_1 = 28$ Па/м;
- 2 варіант $G=23,88$ кг/с; $d_2 = 184$ мм, $R_2 = 45$ Па/м;
- 3 варіант $G=23,88$ кг/с; $d_3 = 150$ мм, $R_3 = 180$ Па/м.

2. Приймавши коефіцієнт втрат тиску у місцевих опорах $\beta_m = 0,3$, за формулою (2.12) визначаємо втрати тиску в теплопроводі за трьома варіантами. Результати обчислень подано в табл. 2.14.

Таблиця 2.14

Результати гідравлічного розрахунку теплотраси

Витрати, кг/с	Варіант	Діаметр, мм	Втрати тиску		Напір насоса, м вод. ст.	Потужність насоса N, кВт
			Питомі, Па/м	На ділянці, Па		
23,88	1	207	28	91000	58,2	30,25
	2	184	45	146250	69,25	36,02
	3	150	180	585000	157	81,64

3. Напір води на виході з насоса обчислюємо за формулою (2.15), приймавши $\Delta P_{\Pi} = \Delta P_3 = \Delta P$. Наприклад, для першого варіанта напір становить

$$H_1 = 2\Delta P_1 + H_{\text{вв}} = 2 \cdot 9,1 + 40 = 58,2 \text{ м вод. ст.},$$

де $\Delta P_1 = 91000 \text{ Па} = 9,1 \text{ м вод. ст.}$

Результати визначення потрібного напору води на виході з мережного насоса для другого і третього варіантів подано в табл. 2.14.

4. Потужність електродвигунів для роботи мережних насосів визначаємо за формулою (2.13). Для першого варіанта вона дорівнює

$$N_1 = \frac{g \cdot G \cdot H_1}{1000 \cdot \eta_n} = \frac{9,8 \cdot 23,88 \cdot 58,2}{1000 \cdot 0,45} = 30,25 \text{ кВт.}$$

Результати обчислень для інших варіантів подано в табл. 2.14.

5. Витрати електроенергії за рік (тривалість роботи 350 діб за рік, 24 години за добу) визначаємо за формулою

$$N_e = N \cdot 350 \cdot 24.$$

Для першого варіанта витрати електроенергії дорівнюють

$$N_{e,1} = N_1 \cdot 350 \cdot 24 = 30,25 \cdot 350 \cdot 24 = 254100 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$$

Результати обчислень для другого і третього варіантів подано в табл. 2.15.

6. Річна вартість витраченої за першим варіантом електроенергії становить

$$C_{н1} = N_{e,1} \cdot s_e = 254100 \cdot 0,2 = 50820 \text{ грн/р.}$$

Таблиця 2.15

Техніко-економічні показники насосної установки

Варіант	Потужність насоса, кВт	Капітальні вкладення в насоси K_n , грн	Річні витрати електроенергії для насосів N_e , кВт·год	Річна вартість електроенергії, грн/р.	Загальні витрати Π_n , грн/р.
1	30,25	9075	254100	50820	52181
2	36,02	10804	302568	60513	62134
3	81,64	24492	685776	137155	140829

7. Капітальні вкладення для насосних установок обчислюємо за формулою

$K_H = N * S_H$ ($S_H = 300$ грн/кВт – питома вартість встановленої потужності насосів). Наприклад, для першого варіанта вказана величина становить

$$K_1 = N_1 * S_H = 24,75 * 300 = 9075 \text{ грн.}$$

8. Загальні витрати для варіанта виконання насосної установки визначаємо за формулою (2.22). Для першого варіанта вони дорівнюють

$$P_{H1} = K_1 * E + C_1 = 9075 * 0,15 + 50820 = 52181 \text{ грн/р.}$$

Результати обчислень для другого і третього варіантів за пунктами 6, 7, 8 наведено в табл. 2.15.

9. Капітальні вкладення у спорудження теплотраси, експлуатаційні та загальні витрати для першого варіанта (при покладанні в непрохідних каналах) обчислюємо за питомими показниками (табл. 2.11) залежно від діаметра трубопроводів (див. розв'язання задачі 2.79):

$$K_{M1} = K_{П1}(d_1) * l = 537 * 2500 = 1342500 \text{ грн,}$$

$$C_{M1} = C_{П1}(d_1) * l = 46,2 * 2500 = 115500 \text{ грн/р.,}$$

$$P_{M1} = K_1 * E + C_1 = 1342500 * 0,15 + 115500 = 316875 \text{ грн/р.}$$

Аналогічно визначаємо вартісні показники для виконання теплової мережі за другим і третім варіантами. Результати подано в табл. 2.16.

10. Необхідні для реалізації кожного з варіантів кошти визначаємо як суму загальних витрат на насосні установки і теплові мережі:

$$З = P_H + P_M:$$

$$1 \text{ варіант } З_1 = P_{H1} + P_{M1} = 52181 + 316875 = 369056 \text{ грн/р.};$$

$$2 \text{ варіант } З_2 = P_{H2} + P_{M2} = 62134 + 268750 = 330884 \text{ грн/р.};$$

$$3 \text{ варіант } З_3 = P_{H3} + P_{M3} = 140829 + 210375 = 3651204 \text{ грн/р.}$$

Геометрична інтерпретація результатів подана на рис. 2.12, 2.13. Як видно з поданих даних, збільшення припустимих питомих втрат тиску, з одного боку, веде до зменшення вартості теплових мереж, а з іншого – обумовлює зростання витрат на насосні установки. Сумарні витрати за другим варіантом мають мінімальну величину, отже інтервал значень питомих втрат тиску $50 < R < 80$ Па/м є найбільш привабливим.

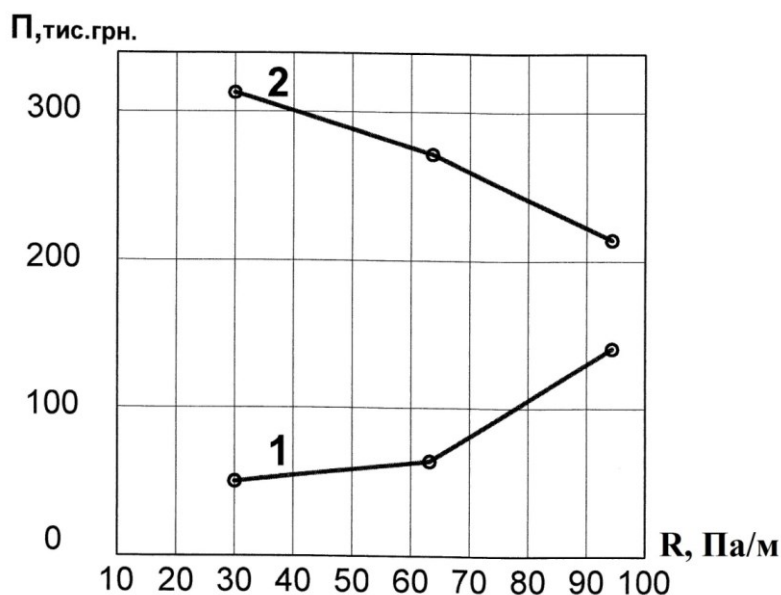


Рис. 2.12. Загальні витрати за варіантами для елементів схеми:
1 – для насосів; 2- для теплової мережі

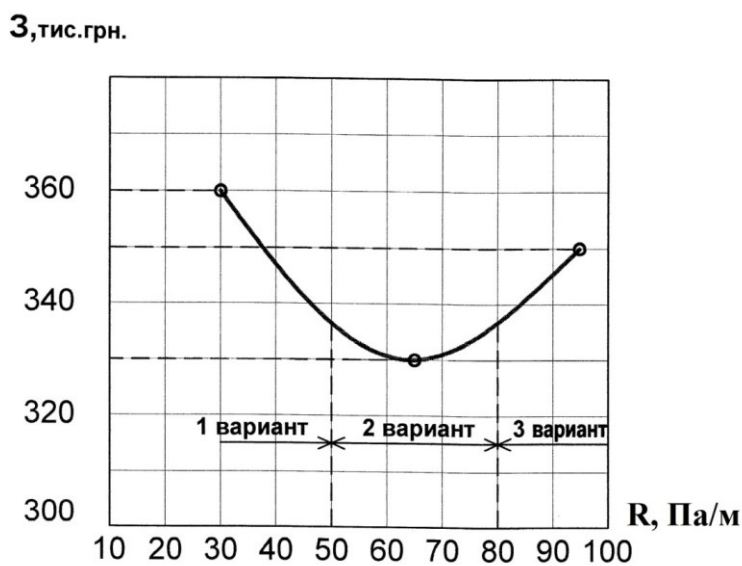


Рис. 2.13. Порівняння варіантів (до задачі 2.82)

Таблиця 2.16

Техніко-економічні показники теплової мережі

Варіант	Капітальні вкладення		Експлуатаційні витрати		Загальні витрати для мережі П, грн/р.
	Питомі $K_{п}$, грн/м	Для мережі К, грн	Питомі $C_{п}$, грн/м*р.	Для мережі К, грн	
1	537	1342500	46,2	115500	316875
2	450	1125000	40	100000	268750
3	321	802500	36	90000	210375

2.5. Розрахунки схем приєднання споживачів до теплових мереж

Приєднання місцевих водяних систем опалення до теплових мереж здійснюють, як правило, за залежною схемою, хоча можливе застосування також і незалежного приєднання за допомогою теплообмінних апаратів. Приєднання водяних систем до парових мереж виконують за незалежною схемою зі встановленням теплообмінника, у якому воду для місцевих систем нагрівають паром з теплових мереж.

Залежне приєднання, тобто приєднання, при якому гідравлічний режим теплоносія в місцевій системі залежить від гідравлічного режиму теплоносія в теплових мережах, може бути без зниження температури або зі зниженням температури теплоносія на вводах. Приєднання без зниження температури (рис. 2.14, а), яке ще називають безпосереднім, застосовують для систем опалення промислових споруд, пралень, спортзалів, басейнів, торговельних приміщень, будівель громадського харчування об'ємом 500 м^3 і більше.

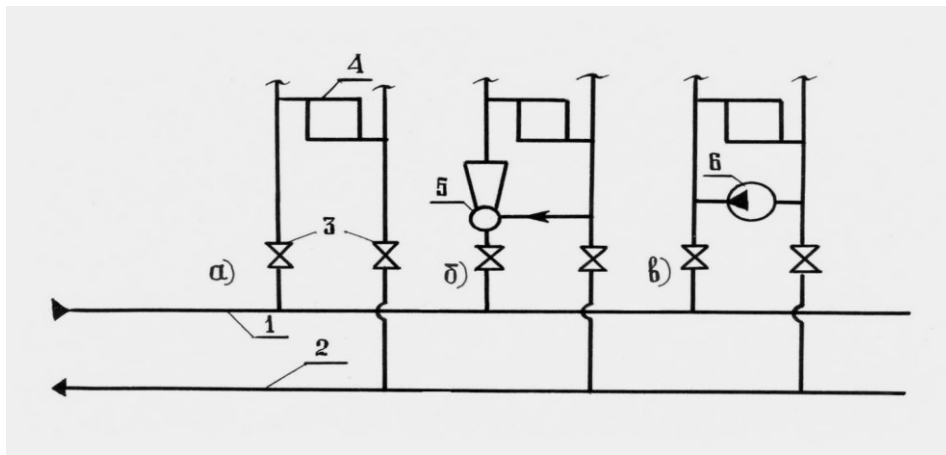


Рис. 2.14. Залежне приєднання систем опалення до теплових мереж: а – без зниження температури на вводі; б – зі зниженням температури мережної води за допомогою водоструминного елеватора; в – зі зниженням температури за допомогою підмішуючого насоса; 1, 2 – подавальний і зворотний трубопроводи теплової мережі; 3 – засувка; 4 – опалювальний прилад; 5 – елеватор; 6 – підмішуючий насос

Для переважної більшості систем водяного опалення використовують схеми зі зниженням теплового потенціалу (температури). Зниження температури можна забезпечити змішуванням потоків теплоносія з подавального трубопроводу теплових мереж і зі зворотного трубопроводу місцевої системи опалення. При втратах тиску в місцевій системі до 0,15 МПа застосовують систему з водоструминним елеватором (рис. 2.14, б), у якому для руху потоку охолодженої води зі зворотного трубопроводу в подавальну лінію використовують перепад тиску між подавальним і зворотним трубопроводами мереж на тепловому пункті. Перевагами елеваторів є відсутність деталей, що рухаються, і потреби у сторонньому джерелі енергії (наприклад електродвигуна), а отже, і в систематичному обслуговуванні, невеликі габарити і капітальні вкладення. Основним недоліком елеваторів є значний гідравлічний опір (значні втрати тиску) і відповідно невисоке значення гідравлічного коефіцієнта корисної дії, яке становить 0,15-0,25 замість 0,6-0,7 для невеликих насосів. Це дозволяє використовувати елеваторне змішування при значному тиску води в подавальному трубопроводі теплових мереж, який створюють мережні насоси.

При недостатньому напорі води для роботи елеватора або при втратах тиску в місцевій системі більше 0,15 МПа використовують змішувальні насоси, які встановлюють на перемичці між подавальним і зворотним трубопроводами (рис. 2.14, в). Основною робочою характеристикою вузла змішування є коефіцієнт змішування, який дорівнює відношенню витрат охолодженої води G_1 до витрат високотемпературної води (з подавального трубопроводу теплових мереж) G_0

$$U = G_1 / G_0. \quad (2.25)$$

Використовуючи рівняння для тепловмісту потоків води, коефіцієнт змішування можна записати через значення температури потоків води:

$$U = \frac{\tau_1 - \tau_3}{\tau_3 - \tau_2}, \quad (2.26)$$

де τ_1 - температура води в подавальному трубопроводі теплових мереж;

τ_2 – температура охолодженої (зворотної) води з системи опалення;

τ_3 - температура води після змішування потоків (на виході з вузла змішування).

Тиск, що утворюється змішувальним насосом, повинен компенсувати втрати тиску в системі опалення і в самій перемичці. Насос підбирають, як правило, з 10-відсотковим запасом за коефіцієнтом змішування. Частіше використовують насоси типу ЦВЦ – малогабаритні, моноблочні з вмонтованим асинхронним електродвигуном, які встановлюють безпосередньо на трубопроводі. Продуктивність такого насоса G_H визначають як різницю витрат води, що циркулює в системі опалення G_C , і води, що надходить з теплової мережі G_0 , тобто

$$G_H = G_C - G_0. \quad (2.27)$$

Потужність насосів і витрати електроенергії для їх привода обчислюють відповідно за формулами (2.13), (2.14).

Для забезпечення незалежності гідравлічних режимів місцевих систем від гідравлічного режиму теплових мереж використовують схему приєднання через теплообмінний апарат (рис. 2.15). Гідравлічний режим місцевої системи забезпечує робота циркуляційного насоса. Таку схему використовують, якщо тиск води в теплових мережах або набагато більше, ніж необхідний для місцевої системи, або недостатній для надійної роботи місцевої системи.

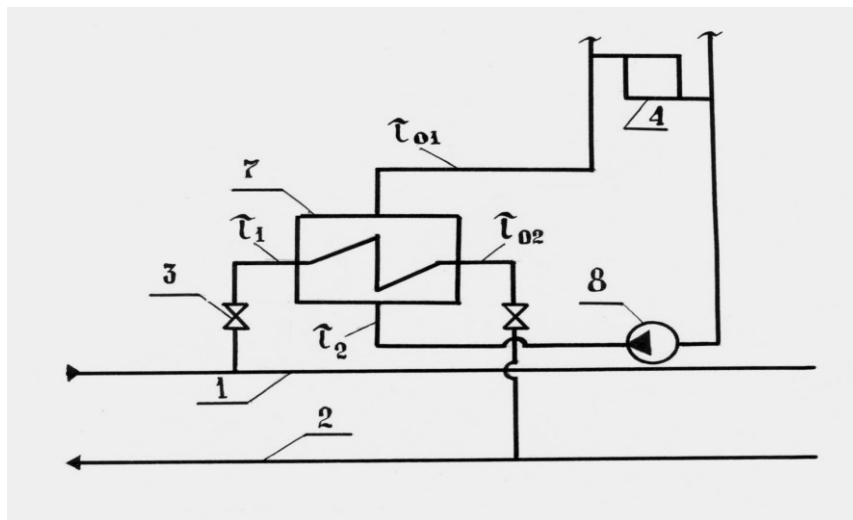


Рис. 2.15. Незалежне приєднання систем опалення до теплових мереж: 4 – опалювальний прилад; 8 – циркуляційний насос опалення; інші позначення дивитися на рис. 2.14

Залежно від способу приєднання систем гарячого водопостачання до теплових мереж розрізняють відкриті і закриті системи теплопостачання. У закритих системах трубопроводи місцевої системи гарячого водопостачання приєднані до теплових мереж через теплообмінні апарати, у яких здійснюють нагрів холодної водопровідної води до необхідної температури теплоносієм з теплових мереж. Закритими їх називають тому, що воду з теплових мереж безпосередньо не споживають для господарсько-побутових потреб. У відкритих системах теплопостачання водорозбір для гарячого водопостачання здійснюють безпосередньо з трубопроводу теплових мереж.

Теплообмінні апарати необхідні для забезпечення потрібної температури речовини при обміні теплотою з іншою речовиною, температура якої відрізняється від температури першої. Цього можна досягти змішуванням певних кількостей речовин, що реалізується в теплообмінниках змішувального типу. Недоліком таких апаратів є неможливість їх застосування для речовин різного хімічного складу.

У регенеративних теплообмінниках речовини («гаряча» і «холодна») контактують з твердою стінкою по черзі через певний відрізок часу. Теплота накопичується у стінці при контакті з «гарячою» речовиною і віддається при контакті з «холодною».

У системах теплопостачання більш вживаними є рекуперативні апарати. Принцип роботи рекуперативного теплообмінника засновано на реалізації процесу теплопередачі від більш нагрітої речовини до холодної через стінку, що їх розділяє. Кожна з речовин рухається в межах апарата по своїх каналах, що виключає їх змішування, і склад речовин в апараті не змінюється. Схема найпростішого рекуперативного теплообмінника типу «труба у трубі» показана на рис. 2.16. Всередині труби меншого діаметра рухається одна з речовин, друга - у кільцевому зазорі між трубами (міжтрубному просторі). При передачі теплоти через стінку внутрішньої труби «гаряча» речовина охолоджується (лінія 1), а «холодна» нагрівається (лінія 2).

Більш вживаними у схемах джерел теплоти і у схемах приймання теплової енергії системами теплоспоживання є кожухотрубчасті та пластинчасті апарати. Детально вони описані, наприклад, у роботах [9-11]. Загальний вигляд апаратів подано на рис. 2.17, 2.18. Основні конструктивні характеристики деяких з них наведено в табл. 2.17, 2.18.

Розрахунки теплообмінних апаратів бувають конструктивними і перевірними. Метою конструктивного розрахунку є обчислення площі поверхні теплопередачі і визначення конструктивних характеристик апарату. При перевірних розрахунках за відомими параметрами конструкції (площа поверхні теплообміну апарата є величиною відомою) обчислюють або теплові навантаження, які може забезпечити теплообмінник, або температуру нагріву речовини.

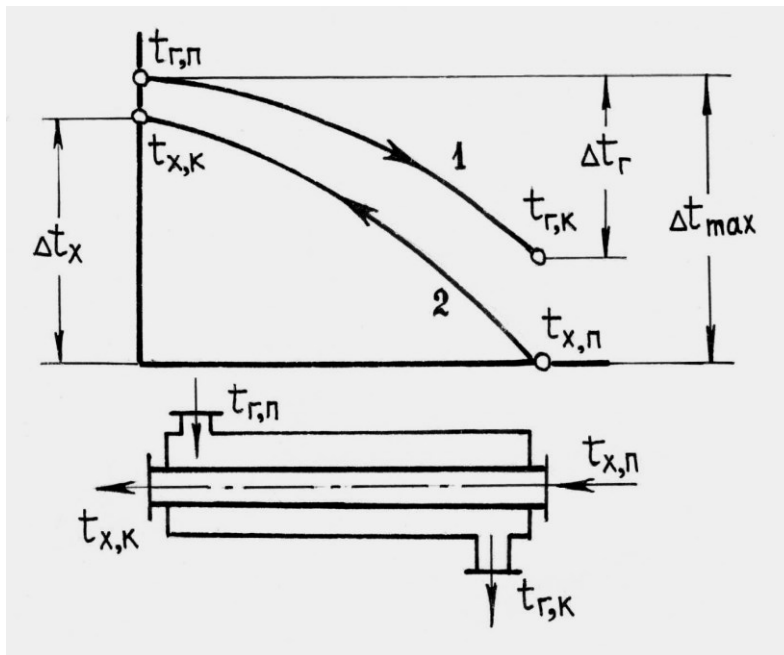


Рис. 2.16. Схема теплообмінника «труба у трубі» і зміна температур середовищ у теплообмінному апараті: 1 – нагрівальне середовище; 2 – середовище, що нагрівається

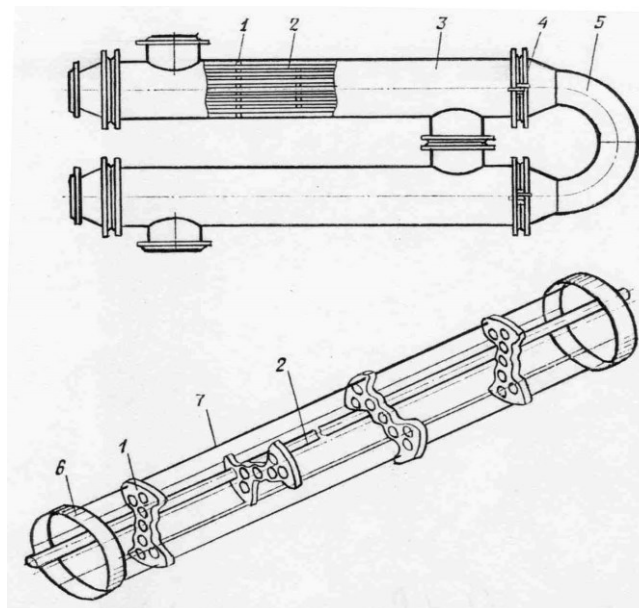


Рис. 2.17. Секційний кожухотрубчастий водопідігрівник: 1 - опорна перегородка; 2 - трубка; 3 - корпус; 4 - шарнір; 5 - з'єднувальний калач; 6 – кільце

Таблиця 2.17

Технічна характеристика кожухотрубчастих водоводяних
підігрівників довжиною 4 м

Підігрівник	Внутрішній діаметр корпусу, мм	Кількість трубок	Площа поверхні теплообміну секції, м ²	Площа перерізу, м ²		Еквівалентний діаметр міжтрубного простору, м
				трубок	міжтрубного простору	
2	50	5	0,75	0,00062	0,00116	0,0129
4	69	7	1,31	0,00108	0,00233	0,0164
6	82	12	2,24	0,00185	0,00287	0,0133
8	106	19	3,54	0,00293	0,005	0,0155
10	158	37	6,9	0,0057	0,0122	0,0207
12	207	64	12	0,00985	0,02079	0,0215
14	259	109	20,3	0,01679	0,03077	0,0195
16	309	151	28	0,02325	0,04464	0,0208
18	359	216	40,1	0,03325	0,0578	
20	408	283	52,5	0,04356	0,0719	
22	512	450	83,4	0,06927	0,1154	

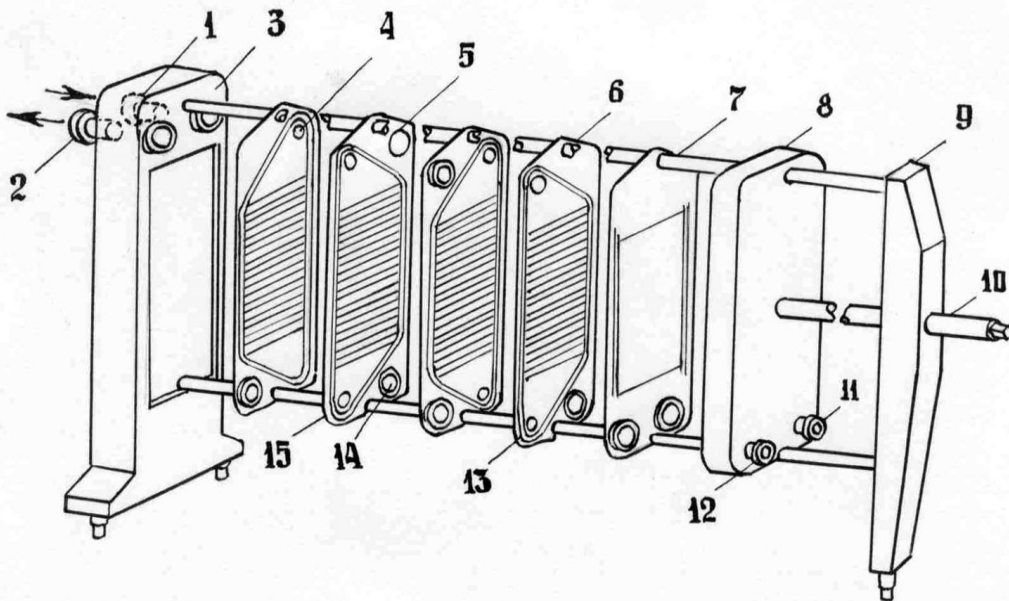


Рис. 2.18. Розбірний пластинчастий теплообмінник

Таблиця 2.18

Технічні характеристики пластинчастих теплообмінних апаратів

Показник	Тип пластини							
	розбірні			напіврозбірні			нерозбірні	
Тип апарата	Вода-вода			Вода-вода			Пара-пара	
Робоче середовище	Вода-вода			Вода-вода			Пара-пара	
Марка	P0,05	P0,3	P0,6	PC0,25	PC0,35	PC0,5	H0,1	H1,0
Витрати середовища, м ³ /год:								
- через апарат	6	50	200	70	60	200	50	300
- через один канал	0,1-0,8	0,4-2,5	0,7-5	0,4-3	0,4-3	1-8	0,2-1,5	1,2-9
Площа теплообмінної поверхні, м ² :								
- пластини	0,05	0,3	0,6	0,25	0,35	0,50	0,1	1,0
- апаратів (безперервний ряд)	0,5-6	3-25	10-160	5-50	12-35	1-50	2,5-8	40-200
Діаметр штуцерів (найбільший), мм	25	65	200	80	800	200	65	350
Припустимі температури середовищ, °С	10 до +100	20 до +100	20 до +100					

Розрахунок теплообмінників виконують з використанням рівнянь теплового балансу для «холодної» і «гарячої» речовини і рівняння теплопередачі за умови, що $Q_x=Q_r=Q$:

$$Q_x=G_x C_x(t_{x,2} - t_{x,1}), \quad (2.28)$$

$$Q_r=G_r C_r(t_{r,1} - t_{r,2}), \quad (2.29)$$

$$Q = KF\Delta t, \quad (2.30)$$

де G_x, G_r - витрати «холодної» і «гарячої» речовини відповідно;
 C_x, C_r - питома теплоємність речовин;

$t_{x,1}, t_{x,2}$ – температура «холодної» речовини на вході й виході теплообмінника;

$t_{r,1}, t_{r,2}$ - те саме для «гарячої» речовини;

F – площа поверхні теплопередачі.

Коефіцієнт теплопередачі K спрощено можна обчислити за формулою

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_x} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_r}}, \quad (2.31)$$

де α_x, α_r - коефіцієнти теплообміну між «холодною» речовиною і стінкою внутрішньої труби та «гарячою» речовиною і стінкою труби відповідно;

n - кількість шарів стінки;

δ - товщина шару;

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу шару.

Середню логарифмічну різницю температур між «гарячою» і «холодною» речовинами визначають за формулою

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)}, \quad (2.32)$$

де $\Delta t_{\delta}, \Delta t_{\text{м}}$ - більша та менша різниця температур речовин у теплообміннику.

У рекуперативних апаратах може бути реалізована прямотечійна або протитечійна схема руху речовин. В останньому випадку за інших рівних умов теплообмінник матиме меншу площу поверхні теплопередачі, а отже, і меншу вартість апарата, що обумовлює перевагу протиточної схеми. Крім площі поверхні теплопередачі, яка визначає капітальні вкладення в устаткування, важливим техніко-економічним показником теплообмінного апарату є втрати тиску речовинами при їх русі в каналах апарата, які визначають потужність насосів і витрати електроенергії для їх роботи.

Втрати тиску водою, Па, що рухається у трубках секційного кожухотрубчастого теплообмінника, обчислюють за формулою

$$\Delta P_T = 7500 * \omega_T^2 * Z, \quad (2.33)$$

де ω_T - швидкість води у трубках, м/с;
Z- кількість секцій.

Для визначення втрат тиску водою, Па, що рухається в міжтрубному просторі секційного апарата, користуються формулою

$$\Delta P_M = 7500 * \omega_M^2 * Z, \quad (2.34)$$

де ω_M - швидкість води в міжтрубному просторі теплової.

Обладнання, що реалізує обрану схему приєднання інженерних систем споживання теплової будівлі або групи будівель, розміщують на теплових пунктах [12]. Крім того, теплові пункти виконують такі функції, як регулювання параметрів гарячої води для господарсько-побутових потреб і теплоносія для опалення приміщень, а також облік споживання теплової. Теплові пункти бувають індивідуальними (ІТП) і центральними (ЦТП). Індивідуальні пункти влаштовують безпосередньо в будівлі, де розміщені споживачі теплової (системи опалення, гарячого водопостачання, вентиляції та кондиціонування повітря). Центральний тепловий пункт влаштовують в окремій будівлі для обслуговування групи будинків (мікрорайон, квартал). На центральному тепловому пункті мікрорайону встановлюють таке обладнання: підвищуючий насос для створення тиску водопровідної води, необхідного для водопостачання будівель конкретного мікрорайону; теплообмінники гарячого водопостачання; циркуляційний насос гарячого водопостачання; обладнання для приєднання мікрорайонної системи опалення (насоси або теплообмінні апарати); регулятори тиску, температури і витрат води; контрольно-вимірювальні прилади; лічильники води і теплової енергії; гідравлічна арматура.

Розрахункові задачі

2.83. Визначити необхідну температуру мережної води на вводі до теплового пункту будівлі, якщо витрати води з теплової мережі на ввіді 1,35 т/год, витрати води в системі опалення будівлі дорівнюють 1,5 т/год, а температура води після елеваторного вузла та у зворотному трубопроводі відповідно становить 105 °С та 70 °С.

Розв'язання

1. Витрати води, яка надходить з перемички між подавальним і зворотним трубопроводами до водострумінного елеватора, визначаємо як різницю витрат мережної води в системі опалення та з теплових мереж:

$$G_1 = G_c - G_0 = 1,5 - 1,35 = 0,15 \text{ т/год.}$$

2. Коефіцієнт змішування

$$U = G_1 / G_0 = 0,15 / 1,35 = 0,11.$$

3. Температуру на ввіді до теплового пункту обчислюємо за формулою (2.26):

$$\tau_1 = \tau_3 + U (\tau_3 - \tau_2) = 105 + 0,11(105 - 70) = 108,9 \text{ °С.}$$

2.84. Обчислити витрати води зі зворотного трубопроводу системи опалення з температурою 70 °С, необхідні для забезпечення температури води після елеватора 150 °С, якщо температура і витрати мережної води на ввіді до теплового пункту дорівнюють відповідно 135 °С і 3 т/год.

Відповідь: $160,69 \cdot 10^3$ кг.

2.85. Визначити витрати води з теплових мереж, змішаної води і води, що надходить до елеватора зі зворотного трубопроводу системи опалення будівлі, якщо витрати теплоти на опалення будівлі становлять 200 кВт, а температура мережної, змішаної і зворотної води відповідно 150 °С, 105 °С, 70 °С.

Розв'язання

1. Витрати мережної води на опалення будівлі визначаємо з формули

$$Q_o = G_1 C(\tau_1 - \tau_2),$$

$$G_1 = \frac{Q_o}{C(\tau_1 - \tau_2)} = \frac{200 \cdot 10^3}{4190(150 - 70)} = 0,6 \text{ кг/с},$$

де $C = 4190 \text{ Дж/(кг } ^\circ\text{C)}$ - питома теплоємність води.

2. Витрати води через систему опалення

$$G_c = \frac{Q_o}{C(\tau_3 - \tau_2)} = \frac{200 \cdot 10^3}{4190(105 - 70)} = 1,36 \text{ кг/с}.$$

3. Витрати води зі зворотного трубопроводу системи опалення

$$G_o = G_c - G_1 = 1,36 - 0,6 = 0,76 \text{ кг/с}.$$

2.86. Визначити витрати теплоти, яку відпускають до місцевої системи опалення, приєднаної до теплових мереж за допомогою елеватора, якщо витрати води з теплових мереж дорівнюють 5,7 т/год, а температура мережної, змішаної води і води зі зворотного трубопроводу системи опалення становить відповідно 150 °C, 105 °C, 70 °C.

Відповідь: 300000 Вт.

2.87. Теплове опалювальне навантаження споруди становить 0,5 МВт. Температура води в подавальному і зворотному трубопроводах теплової мережі дорівнює 135 °C і 70 °C відповідно. Обчислити витрати води в системі опалення споруди, якщо коефіцієнт змішування елеватора на ввіді становить 2,0.

Відповідь: 4,52 кг/с.

2.88. В елеваторному вузлі вводу системи опалення будинку змішують 2 кг/с води з подавального трубопроводу теплових мереж з температурою 120 °С і 1 кг/с води зі зворотного трубопроводу системи опалення з температурою 65 °С. Визначити температуру і витрати води після змішування.

Відповідь: 101,7 °С; 3 кг/с.

2.89. Тепловий режим системи опалення споруди характеризується такими показниками: опалювальне навантаження 1,1 МВт, температура води в подавальному трубопроводі теплових мереж, зворотної води після системи опалення і після змішування потоків 150 °С, 70 °С і 95 °С відповідно. Як необхідно змінити коефіцієнт змішування елеваторного вузла, щоб при тих самих температурах у тепловій мережі і незмінних витратах води в системі опалення забезпечити зниження опалювального навантаження на 20 %?

Розв'язання

1. Коефіцієнт змішування для вихідного теплового режиму

$$U = \frac{\tau_1 - \tau_3}{\tau_3 - \tau_2} = \frac{150 - 95}{95 - 70} = 2,2.$$

2. Витрати води через внутрішню систему опалення для вихідного теплового режиму

$$G_{c1} = \frac{Q_o}{c(\tau_3 - \tau_2)} = \frac{1,1 \cdot 10^6}{4190 \cdot (95 - 70)} = 10,5 \text{ кг/с.}$$

3. Опалювальне навантаження для «нового» варіанта

$$Q_H = 0,8 Q_o = 0,8 \cdot 1,1 = 0,88 \text{ МВт.}$$

4. Приймаючи для «нового» варіанта $G_{cH} = G_{c1} = 10,5$ кг/с, $\tau_{2H} = \tau_2 = 70$ °С, обчислюємо температуру після змішування:

$$\tau_{3H} = \tau_{2H} + \frac{Q_H}{c G_{cH}} = 70 + \frac{0,88 \cdot 10^6}{4190 \cdot 10,5} = 90 \text{ °С.}$$

5. За формулою (2.26) обчислюємо коефіцієнт змішування елеваторного вузла в «нових» умовах:

$$U_H = \frac{\tau_{1H} - \tau_{3H}}{\tau_{3H} - \tau_{2H}} = \frac{150 - 90}{90 - 70} = 3,0.$$

Відповідь: коефіцієнт змішування необхідно збільшити в 1,36 разу.

2.90. Знайти температуру води на виході з підмішуючого насоса, у якому до 2 кг/с води з подавального трубопроводу теплової мережі з температурою 130 °С додають 3,3 кг/с води зі зворотного трубопроводу системи опалення з температурою 60 °С.

Відповідь: 88 °С.

2.91. Обчислити подачу (витрати води) підмішуючого насоса, якщо витрати води теплових мереж дорівнюють 3,6 т/год, а витрати води через систему опалення 1,5 кг/с.

Відповідь: 0,5 кг/с.

2.92. Визначити потужність насоса, встановленого на перемишці між подавальним трубопроводом теплових мереж і зворотним трубопроводом системи опалення, якщо параметри вузла змішування такі: температура і витрати води з подавального трубопроводу теплової мережі відповідно 150 °С і 3 кг/с, температура води після насоса 95 °С. Втрати тиску в магістралях дорівнюють 8 м вод. ст. Коефіцієнт корисної дії насоса прийняти 0,42.

Відповідь: 1,35 кВт.

2.93. Визначити витрати теплоти для системи опалення, якщо насос на перемишці між подавальним і зворотним трубопроводами забезпечує коефіцієнт змішування $U=1,3$ а витрати води з теплової мережі становлять 1 кг/с. Охолодження води в місцевій системі опалення прийняти 20 °С.

Відповідь: 193 кВт.

2.94. Знайти витрати води через систему опалення, якщо насос, змішуючи два потоки води з температурами 120 °С і 60 °С, забезпечує температуру на вході до системи опалення 90 °С. Витрати води з теплової мережі дорівнюють 1,4 кг/с.

Відповідь: 2,94 кг/с.

2.95. Підібрати марку насоса і обчислити вартість добових витрат електроенергії, що витрачається насосом для змішування потоків води з температурою 130 °С і 80 °С і забезпечення температури води після насоса 95 °С. Витрати води з теплової мережі прийняти рівними 3 т/год, втрати тиску в системі опалення 3,4 м вод. ст., тариф на електроенергію 0,2 грн/кВт·год.

Відповідь: насос ЦВЦ 6,3-3,5; 1,32 грн/доба.

2.96. У теплообмінному апараті нагрівають 2 кг/с води від температури 10 °С до 60 °С. Обчислити витрати гарячої води, якщо її температура змінюється в апараті від 77 °С до 42 °С.

Розв'язання

1. Витрати теплоти, необхідні для нагрівання холодної води до потрібної температури

$$Q_x = G_x * C(t_{x2} - t_{x1}) = 2 * 4190(60 - 10) = 419000 \text{ Вт},$$

де $C = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$ - питома теплоємність води.

2. Витрати гарячої води знаходимо з рівняння (2.29), враховуючи, що $Q_\Gamma = Q_x$:

$$G_\Gamma = \frac{Q_\Gamma}{C(t_{\Gamma1} - t_{\Gamma2})} = \frac{419000}{4190(77 - 42)} = 0,29 \text{ кг/с}.$$

2.97. Визначити температуру, до якої нагрівається вода в теплообміннику, якщо витрати холодної води і її початкова температура відповідно 0,3 кг/с і 5 °С, а витрати гарячої води дорівнюють 2 т/год. Вода, що гріє, охолоджується в апараті від 42 °С до 30 °С.

Відповідь: 27,4 °С.

2.98. У теплообміннику типу «труба у трубі» воду нагрівають від температури 10 °С до 60 °С. Витрати гарячої води 15 кг/с, її початкова температура $t_{Г1} = 120$ °С, кінцева $t_{Г2} = 80$ °С. Визначити витрати холодної води та площу поверхні теплопередачі, прийнявши значення коефіцієнтів тепловіддачі $\alpha_{Г} = 4000$ Вт/м²°С, $\alpha_{Х} = 5000$ Вт/м²°С. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу внутрішньої труби 40 Вт/м°С, а товщина її стінки 2 мм. Схема руху речовин в апараті – протитечія (див. рис. 2.19).

Розв'язання

1. Тепловий потік, що віддає гаряча вода,

$$Q_{Г} = G_{Г} * C(t_{Г1} - t_{Г2}) = 15 * 4190(120 - 80) = 2,51 * 10^6 \text{ Вт.}$$

2. Витрати холодної води обчислюємо з рівняння теплового балансу

$$Q_{Г} = Q_{Х} = G_{Х} * C(t_{Х2} - t_{Х1}),$$

$$G_{Х} = \frac{Q_{Х}}{C(t_{Х2} - t_{Х1})} = \frac{2,51 * 10^6}{4190(60 - 10)} = 8,57 \text{ кг/с.}$$

3. Температурний напір (середня логарифмічна різниця температур речовин)

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{Г} - \Delta t_{М}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{Г}}{\Delta t_{М}}\right)} = \frac{70 - 60}{\ln\left(\frac{70}{60}\right)} = 64,87 \text{ °С,}$$

де $\Delta t_{Г} = 80 - 10 = 70$ °С - більша різниця температур між «гарячою» і «холодною» речовиною;

$\Delta t_{М} = 120 - 60 = 60$ °С - менша різниця температур між речовинами.

4. Коефіцієнт теплопередачі

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Х}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{Г}}} = \frac{1}{\frac{1}{5000} + \frac{0,002}{40} + \frac{1}{4000}} = 2100 \text{ Вт/м}^2\text{°С,}$$

де $\delta = 2$ мм = 0,002 м – товщина стінки.

5. Площу поверхні теплопередачі теплообмінного апарату визначаємо з рівняння теплопередачі (2.30):

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{2,51 \cdot 10^6}{2100 \cdot 64,87} = 18,4 \text{ м}^2.$$

2.99. Для вихідних даних попередньої задачі обчислити площу поверхні теплопередачі за умови, що схема руху речовин в апараті – прототечія (рис. 2.19). Порівняти результати розв'язання задач 2.98 і 2.99.

Розв'язання

1. Середня логарифмічна різниця температур речовин при прототечійній схемі руху в апараті

$$\Delta t_{\text{прям}} = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} = \frac{110 - 20}{\ln\left(\frac{110}{20}\right)} = 52,79 \text{ }^\circ\text{C},$$

де $\Delta t_{\text{г}} = 120 - 10 = 110 \text{ }^\circ\text{C}$ - більша різниця температур речовин при прототечійній схемі руху

$\Delta t_{\text{м}} = 80 - 60 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ - менша різниця температур при прототечійній схемі руху.

2. Площа поверхні теплопередачі для прототечії

$$F_{\text{прям}} = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{прям}}} = \frac{2,51 \cdot 10^6}{2100 \cdot 52,79} = 22,6 \text{ м}^2.$$

Площа поверхні теплопередачі для прототечійної схеми більша за площу теплопередачі для протитечії ($22,6 > 18,4 \text{ м}^2$), тому перший варіант організації руху речовин в апараті кращий за другий.

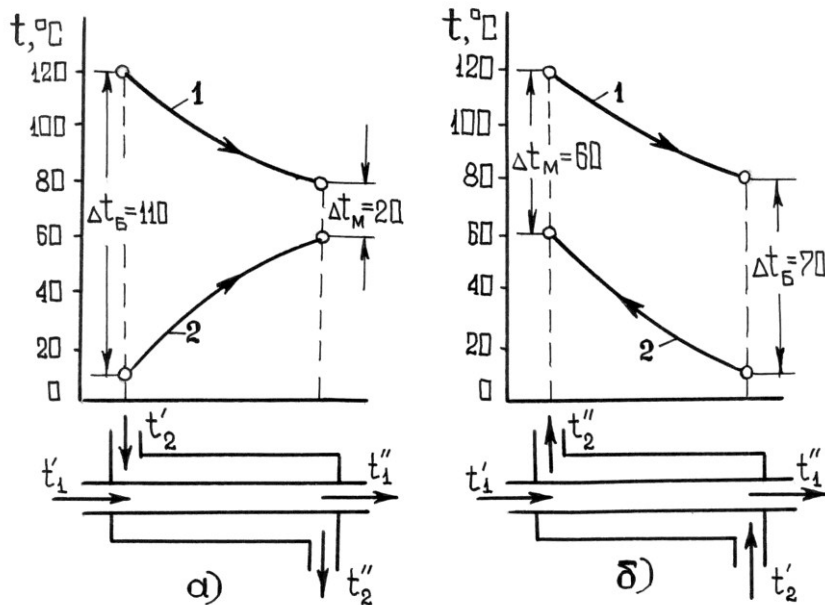


Рис. 2.19. Зміна температур речовин у теплообмінному апараті:
 а - прямотечія; б - протитечія; 1-горяча вода; 2-вода,
 що нагрівається

2.100. У водоводяному протитечійному теплообміннику типу «труба у трубі» нагрівають 1,7 кг/с води від 5 °С до 25 °С. Температура горячої води на вході до апарата та її витрати 42 °С та 2 кг/с відповідно. Визначити довжину внутрішньої труби теплообмінника, якщо її діаметр дорівнює 143 мм. Коефіцієнт теплопередачі прийняти рівним 1500 Вт/м²°С, питому теплоємність води 4190 Дж/кг°С.

Відповідь: 5,46 м.

2.101. Трубний пучок кожухотрубчастого водоводяного теплообмінника утворюють 100 трубок довжиною 2 м і зовнішнім діаметром 16 мм. Горяча речовина змінює температуру з 90 °С до 50 °С, а «холодна» - з 10 °С до 40 °С. Схема руху – протитечія. Визначити теплову продуктивність теплообмінника, якщо коефіцієнт тепловіддачі дорівнює 1000 Вт/м²°С.

Відповідь: 80380 Вт.

2.102. Визначити кількість секцій установки для нагрівання 5 кг/с води для системи гарячого водопостачання від температури 5 °С до 60 °С, якщо гаряча вода з теплових мереж охолоджується в теплообміннику з 77 °С до 42 °С. Коефіцієнти тепловіддачі з боку «гарячої» та «холодної» речовин дорівнюють відповідно 3000 Вт/м²°С і 4500 Вт/м²°С. Товщина стінки трубок дорівнює 1 мм, а коефіцієнт теплопровідності матеріалу трубок 60 Вт/м°С. Площа поверхні однієї секції становить 12 м². У теплообмінниках установки реалізовано протитечійну схему руху речовин.

Відповідь: 2 секції.

2.103. Для умов попередньої задачі обчислити втрати тиску водою, що нагрівається в апараті, якщо швидкість її руху в трубках 1,1 м/с.

Відповідь: 18150 Па = 1,815 м вод. ст.

2.104. Підібрати номер секційного кожухотрубчастого водопідігрівника та обчислити кількість секцій для забезпечення нагрівання 6,2 кг/с води від температури 5 °С до 60 °С, якщо температура гарячої води знижується в апараті з 77 °С до 42 °С, а швидкість води у трубках дорівнює 1,09 м/с. Коефіцієнт теплопередачі прийняти рівним 1615 Вт/м²°С. За результатами обчислень накреслити схему компоновки водопідігрівної установки.

Розв'язання

1. Визначаємо загальну площу трубок трубного пучка теплообмінника для руху води, що нагрівається:

$$f_T = \frac{G}{\rho \cdot \omega_T} = \frac{6,2}{1000 \cdot 1,09} = 0,0057 \text{ м}^2,$$

де $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ - густина води.

2. За величиною f_T у табл. 2.17 знаходимо номер підігрівника, площа якого є найближчою до обчисленої. Параметри обраного теплообмінника:

- номер підігрівника – 10;
- площа поверхні теплообміну однієї секції $f_0 = 6,9 \text{ м}^2$.

3. Середня логарифмічна різниця температур речовин

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}\right)} = \frac{37 - 17}{\ln\left(\frac{37}{17}\right)} = 25,64 \text{ } ^\circ\text{C},$$

де $\Delta t_6 = 42 - 5 = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$ - більша різниця температур в апараті;
 $\Delta t_M = 77 - 60 = 17 \text{ } ^\circ\text{C}$ - менша різниця температур.

4. Теплова продуктивність підігрівника

$$Q = G * C(t_T - t_X) = 6,2 * 4190(60 - 5) = 1429000 \text{ Вт},$$

де $C = 4190 \text{ Дж/кг}^\circ\text{C}$ - питома теплоємність води.

5. Площа поверхні теплопередачі

$$F = \frac{Q}{K * \Delta t} = \frac{1429000}{1615 * 25,64} = 34,5 \text{ м}^2.$$

6. Кількість секцій водопідігрівної установки

$$Z = \frac{F}{f_0} = \frac{34,5}{6,9} = 5 \text{ шт.}$$

Компоновку окремих секцій в єдину підігрівну установку подано на рис. 2.20.

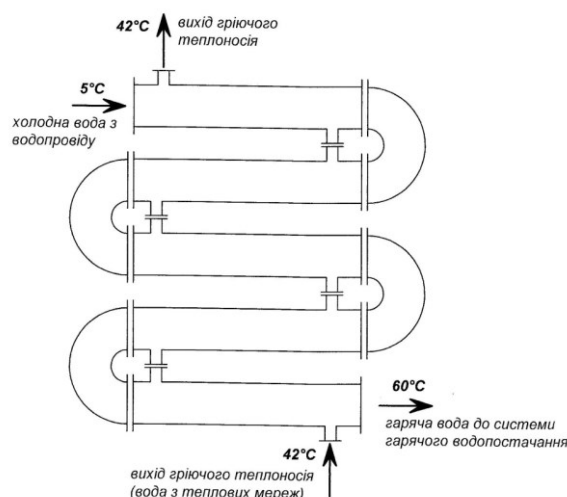


Рис. 2.20. Схема компоновки підігрівної установки гарячого водопостачання на основі секційних кожухотрубчастих теплообмінників

2.105. Визначити капітальні вкладення та експлуатаційні витрати на мікрорайонну водопідігрівну установку, до складу якої входять теплообмінний апарат і підвищуючий насос. Теплообмінник виконано на базі секційних кожухотрубчастих апаратів з площею теплообміну однієї секції 12 м^2 і площею трубок для руху води, що нагрівається, $0,00985 \text{ м}^2$. Коефіцієнт теплопередачі становить $1200 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$. Витрати водопровідної води $3,47 \text{ кг/с}$, температура її змінюється в апараті з 5 °С до 60 °С . Гаряча вода охолоджується в процесі теплообміну з 77 °С до 42 °С . Питому вартість теплообмінників прийняти рівною 600 грн/м^2 , питому вартість насосів 100 грн/кВт , тариф на електроенергію $0,2 \text{ грн/кВт}\cdot\text{год}$. Обчислення виконати за умови, що втрати тиску в мікрорайонних мережах дорівнюють $\Delta P_M=18 \text{ м вод. ст.}$, необхідний напір на вводах до будівель $H_G=19,5 \text{ м вод. ст.}$, а напір водопровідної води на ввіді до мікрорайону $H_{ВВ}=10 \text{ м вод. ст.}$

Розв'язання

1. Витрати теплоти на нагрів води

$$Q=G*C(t_T - t_X)= 3,47*4190(60-5) = 800000 \text{ Вт},$$

де $C=4190 \text{ Дж/кг}\text{°С}$ - питома теплоємність води.

2. Середня логарифмічна різниця температур речовин в апараті дорівнює $25,64 \text{ °С}$ (див. п. 3 попередньої задачі).

3. Площа поверхні теплопередачі

$$F=\frac{Q}{K*\Delta t} = \frac{800000}{1200*25,64} = 26 \text{ м}^2.$$

4. Кількість секцій водопідігрівної установки

$$Z=\frac{F}{f_0} = \frac{26}{12} = 2,12 \approx 2 \text{ шт.}$$

5. Швидкість руху води у трубках

$$\omega_T = \frac{G}{\rho * f_T} = \frac{3,47}{1000 * 0,00985} = 0,352 \text{ м}^2$$

де $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ - густина води.

6. Втрати тиску при русі води, що нагрівається,

$$\Delta P_T = 7500 * \omega_T^2 * Z = 7500 * 0,352^2 * 2 = 1861,5 \text{ Па} = 1,86 \text{ м вод. ст.}$$

7. Необхідний напір підвищуючого насоса

$$H_H = \Delta P_T + \Delta P_M + H_0 - H_{ВВ} = 1,86 + 18 + 19,5 - 10 = 29,36 \text{ м вод. ст.}$$

8. Потужність електропривода насоса

$$N_H = \frac{g * G * H_H}{1000 * \eta_H} = \frac{9,8 * 3,47 * 29,36}{1000 * 0,6} = 1,66 \text{ кВт},$$

де $\eta_H = 0,6$ – коефіцієнт корисної дії насоса.

9. Річні витрати електроенергії для роботи насоса

$$N_{\text{річ}} = N * T = 1,66 * 8400 = 13944 \text{ кВт},$$

де $T = 350 * 24 = 8400 \text{ год}$ – тривалість роботи насоса за рік.

10. Капітальні вкладення в підігрівну установку складаються з вартості придбання теплообмінних апаратів K_T і вартості насосів K_H

$$K_T = S_F * F = 600 * 26 = 15600 \text{ грн.}$$

$$K_H = S_H * N = 100 * 1,66 = 166 \text{ грн.}$$

$$K = K_T + K_H = 15600 + 166 = 15760 \text{ грн.}$$

11. Вартість електроенергії для роботи водопідігрівної установки протягом року

$$C_e = S_e * N_{річ} = 0,2 * 13944 = 2789 \text{ грн/р.}$$

12. Приймаючи орієнтовно величину інших експлуатаційних витрат 3000 грн/р., загальні витрати на експлуатацію підігрівної установки дорівнюватимуть

$$C = 3000 + 2789 = 5789 \text{ грн/р.}$$

13. Сумарні витрати на водопідігрівну установку

$$З = К * E + C = 15766 * 0,15 + 5789 = 8154 \text{ грн/р.,}$$

де $E=0,15$ – коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

2.106. Для вихідних даних попередньої задачі обчислити капітальні вкладення в теплообмінні апарати за умови використання пластинчастих теплообмінників, прийнявши коефіцієнт теплопередачі рівним $2040 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$, а питому вартість теплообмінної поверхні $S_F = 750 \text{ грн/м}^2$. Порівняти результати розв'язання задач 2.105 і 2.106.

Відповідь: капітальні вкладення у пластинчасті теплообмінні апарати дорівнюють 11470 грн, що в 1,36 разу менше, ніж для кожухотрубчастих апаратів.

2.107. Для приєднання водяної системи опалення до водяних теплових мереж застосовано кожухотрубчастий теплообмінний апарат. Визначити, чи забезпечують дві секції підігрівника № 10 з довжиною трубок 4 м теплове навантаження системи опалення 0,8 МВт, якщо температура води на вході до системи опалення 105 °С , на виході 70 °С , а температура води в подавальному трубопроводі теплових мереж 150 °С . Витрати теплоносія з теплових мереж 10 кг/с. Коефіцієнт теплопередачі дорівнює $1700 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$.

Відповідь: задовольняє, тому що потрібна розрахункова площа теплообмінної поверхні $9,8 \text{ м}^2$, а фактична для підігрівника №10 дорівнює $13,8 \text{ м}^2$.

2.108. Визначити, який з наведених варіантів виконання водопідігрівної установки може бути реалізований у схемі теплового пункту мікрорайону, якщо підвищуючий насос створює тиск 13 м вод. ст., а втрати тиску в теплових мережах дорівнюють 5 м вод. ст. Необхідний напір води на вводах до будівель 19 м вод. ст. Тиск холодної води на ввіді до мікрорайону дорівнює 15 м вод. ст. За першим варіантом водопідігрівна установка змонтована з 5 секцій кожухотрубчастих теплообмінників з втратами тиску в одній секції 0,7 м вод. ст. За другим варіантом установка має 6 секцій з втратами тиску однією секцією 0,75 м вод. ст.

Відповідь: для реалізації необхідно прийняти перший варіант, тому що потрібний напір для надійної роботи системи 12,5 м вод. ст., а для другого варіанта – 13,5 м вод. ст. Встановлений насос забезпечує напір 13 м, що недостатньо для умов другого варіанта.

2.109. Визначити річні витрати електроенергії для роботи підвищуючого насоса, встановленого на центральному теплому пункті мікрорайону, для таких умов: витрати гарячої води 17 кг/с, довжина мереж 2000 м, середні питомі втрати тиску в мережах 80 Па/м; напір гарячої води на ввіді до будівлі 24,1 м вод. ст.; коефіцієнт втрат тиску в місцевих опорах 0,25. Водопідігрівну установку складено з 8 секцій, швидкість води в трубках 1м/с, напір холодної води на ввіді до мікрорайону 35 м вод. ст.; ККД насосів дорівнює 0,7; тривалість роботи обладнання системи гарячого водопостачання 350 діб за рік.

Відповідь: 30240 кВт·год.

2.110. Обчислити потужність електродвигуна циркуляційного насоса системи опалення, якщо опалювальне навантаження дорівнює 700 кВт, а температура мережної води на вході до системи опалення й на виході з неї відповідно 95 °С і 75 °С. Втрати тиску в теплообміннику незалежної схеми приєднання системи опалення до теплової мережі 40000 Па, а необхідний напір на ввіді до системи 16 м вод. ст. Коефіцієнт корисної дії насоса прийняти рівним 0,7, питому теплоємність води 4190 Дж/кг°С.

Відповідь: 2,18 кВт.

2.111. Використовуючи вихідні дані попередньої задачі, визначити витрати мережної води для забезпечення заданої теплової продуктивності, якщо температура води в подавальному трубопроводі теплових мереж 150 °С, а у зворотному 80 °С.

Відповідь: 2,39 кг/с.

2.112. Визначити, у скільки разів знизиться теплова продуктивність теплообмінника гарячого водопостачання, якщо через рік експлуатації на його поверхні утвориться шар відкладень з термічним опором 0,0004 м²°С/Вт. Коефіцієнти тепловіддачі прийняти рівними $\alpha_1 = \alpha_2 = 1000$ Вт/м²°С, товщину стінки 1 мм, коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки 30 Вт/м°С.

Відповідь: в 1,22 разу.

Контрольні запитання

1. Вказати параметри, що визначають витрату теплоти на опалення, гаряче водопостачання і вентиляцію будівель.
2. Дати характеристику основним елементам системи централізованого теплопостачання.
3. Перелічити основне обладнання водогрійної котельні.
4. Обґрунтувати переваги комбінованого вироблення теплової і електричної енергії на ТЕЦ порівняно з роздільним способом.
5. Сформулювати недоліки і переваги застосування централізованих і місцевих джерел теплопостачання.
6. Назвати основні елементи теплових мереж.
7. Сформулювати призначення та основні типи компенсаторів лінійних подовжень.
8. Охарактеризувати теплоізоляційні матеріали, що застосовують при влаштуванні теплових мереж.
9. Назвати приклади опорних конструкцій при прокладанні теплотраси.
10. Перелічити способи приєднання систем опалення до теплових мереж.

11. Назвати мету і порядок гідравлічного розрахунку теплових мереж.

12. Сформулювати особливості гідравлічного розрахунку за допомогою номограм.

13. Назвати призначення теплових пунктів, дати їм класифікацію.

14. Назвати переваги і недоліки незалежної схеми приєднання системи опалення до теплових мереж.

15. Охарактеризувати принцип роботи рекуперативних теплообмінних апаратів.

16. Назвати основні схеми руху речовин у рекуперативних теплообмінниках.

17. Записати основні рівняння, які використовують при обчисленні параметрів теплообмінних апаратів.

3. ГАЗОПОСТАЧАННЯ МІСТ

3.1. Загальна характеристика систем газопостачання

Системи газопостачання призначені для транспортування і розподілу газу між споживачами на побутові, комунально-побутові й технологічні потреби.

Газопостачання міст може здійснюватися природним газом, який видобувають з надр Землі, зрідженим газом, який отримують з побіжного нафтового газу, і технологічними газами, наприклад коксовим газом, який виробляють на заводах шляхом термічної обробки твердого палива без доступу кисню. Технологічні гази через їх меншу енергонасиченість економічно недоцільно транспортувати на значні відстані і їх спалювання здійснюють у місці їх вироблення.

Основною характеристикою палива є теплотворна здатність – величина, яка дорівнює кількості теплоти, що виділяється при спалюванні 1 м³ газу. Теплотворна здатність деяких газів наведена в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Теплота спалювання газів

Газ	Теплота спалювання, кДж/м ³
Природний газ	25000 -42000
Попутний газ	38000 - 63000
Коксовий газ	≈16800
Доменний газ	≈10500

Найбільшу цінність для газопостачання міст мають природні гази, що складаються здебільшого з вуглеводів метанового ряду. Особливістю природних газів є також низький вміст баласту і для більшості родовищ – відсутність сірководню та інших шкідливих домішок.

Головні споживачі природного газу – теплові електростанції та підприємства різних галузей промисловості (машинобудування, чорна та кольорова металургія, промисловість будівельних матеріалів тощо). У комунальному

господарстві газ використовують для приготування їжі (у квартирах житлових будинків, на підприємствах громадського харчування і медичних закладах); для технологічних потреб, комунально-побутового обслуговування; для нагріву води, що витрачається для господарсько-побутових і санітарно-гігієнічних потреб; для роботи котелень, що забезпечують теплопостачання будівель.

Газове господарство населених місць складається з таких основних споруд: газорозподільні станції ГРС (для природного газу) або газові заводи (технологічні гази); газгольдери, призначені для зберігання газу; зовнішні газопроводи різного тиску; газорегуляторні пункти ГРП; відгалуження і вводи до об'єктів, а також внутрішні газопроводи і прилади споживання газу. Принципову схему газопостачання населеного пункту наведено на рис. 3.1. Міські газопроводи класифікують за тиском газу і призначенням. Залежно від максимального робочого тиску газопроводи поділяють на такі категорії:

- 1) низького тиску (з тиском газу не більше 5 кПа);
- 2) середнього тиску (з тиском газу від 5 кПа до 0,3 МПа);
- 3) високого тиску: I категорії (з тиском газу від 0,6 до 1,2 МПа);
II категорії (з тиском газу від 0,3 до 0,6 МПа).

Газопроводи низького тиску призначені для постачання газом житлових і громадських будівель, а також дрібних промислових і комунально-побутових підприємств.

Газопроводи середнього і високого (II категорії) тиску прокладають для живлення розподільних мереж низького і середнього тиску (через газорегуляторні пункти), а також промислових і комунально-побутових підприємств (через місцеві газорегуляторні установки).

Газопроводи високого тиску (з тиском газу більше 0,6 МПа) призначені для подачі газу до місцевих газорегуляторних пунктів, а також до підприємств, технологічні процеси яких потребують застосування газу високого тиску.

Газорозподільні станції (ГРС) споруджують за містом. Обладнання ГРС знижує тиск від величини, яку газ мав у точці приєднання відгалуження від магістрального міського газопроводу до високого або середнього. Газорозподільні станції призначені також для очищення газу, його одоризації (надання газу запаху) та обліку споживання газу.

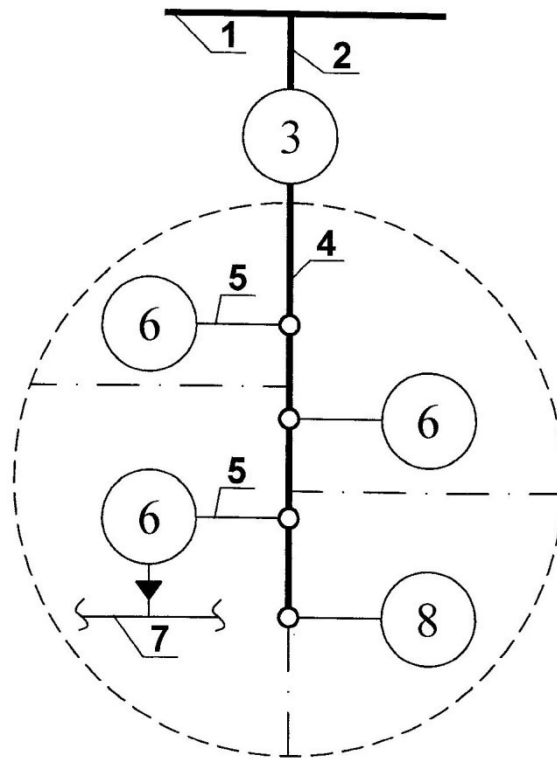


Рис. 3.1. Схема газопостачання міста:

- 1 - магістральний газопровід; 2 - відгалуження до міста від магістрального газопроводу; 3 - газорозподільна станція; 4 - газопровід високого або середнього тиску; 5 - відгалуження до мікрорайону; 6 - газорегуляторний пункт; 7 - мікрорайонний газопровід низького тиску; 8 - газорегуляторна установка; --- межі міста; - - - - - межі мікрорайону

Газорегуляторні пункти споруджують у мікрорайонах і вони виконують такі функції: зниження тиску газу до низького, очищення газу і облік споживання газу в мікрорайоні. Від мікрорайонних мереж низького тиску газ подають до внутрішньодомових газопроводів, що транспортують газ всередині будівлі і розподіляють його по окремих приладах.

Газопроводи житлового будинку приєднують до внутрішньодомових газопроводів низького тиску на відстані 6 м від будівлі. У кожній сходовій клітці прокладають цокольний ввід і на кожному ввіді зовні будівлі встановлюють пробковий кран. Стояки прокладають по кухнях. На кожному відгалуженні до стояка на першому поверсі встановлюють крани. Перед кожним газовим приладом також встановлюють крани.

Централізована система газопостачання будівлі складається з газового вводу, розвідних магістралей, стояків, підводок, газових приладів, газових лічильників (якщо вони передбачені проектом) і арматури. Улаштування систем газопостачання будівель повинно відповідати вимогам [13, 14]. Внутрішні системи газопостачання з тиском газу до 0,005 МПа влаштовують із водогазопровідних сталевих труб (ГОСТ 262-75), а при тиску газу до 0,3 МПа – із водопровідних посилених труб (ГОСТ 3262-75) і безшовних труб (ГОСТ 8732-78). На стояках і вводах встановлюють натяжні газові муфтові пробкові крани 11Б10бк1 ($D_y=15\dots 20$ мм) і 11ч3бк ($D_y=25\dots 80$ мм). На вводах до будівлі можна встановлювати фланцеві засувки 30ч6бк ($D_y=50\dots 400$ мм), паралельні з висувним шпинделем.

Місцеві системи газопостачання (індивідуальні) складаються з одного або двох балонів ємністю 50 дм³, які розташовані в металевій шафі зовні будівлі і мають регулятори тиску. Газовий прилад підключають до балонів за допомогою газопроводу, на якому перед приладом встановлюють вимикаючий кран. Один балон можна встановлювати у приміщенні.

На промислових підприємствах для зниження тиску газу до необхідної для роботи технологічного обладнання величини, очищення та обліку споживання газу влаштовують газорегуляторні установки, які можуть бути розміщені в цехах підприємств.

3.2. Обчислення витрат газу для окремих споживачів

Розрахункові річні витрати газу на побутові й комунальні потреби житлових і громадських споруд, для закладів громадського харчування та комунально-побутового призначення (лазні, пральні та ін.) визначають за нормами його споживання (див. дод. 13).

Річні витрати газу на побутові потреби для групи будівель (квартал, мікрорайон, район) визначають за формулою, м³/р.

$$g_{\text{рік}} = m \frac{n_1 + n_2}{Q_p^H}, \quad (3.1)$$

де m – кількість мешканців;

n_1 - норма витрат газу на приготування їжі на одну людину, ккал;

n_2 - норма витрат газу для нагріву води для потреб гарячого водопостачання (якщо в мікрорайоні передбачено централізоване гаряче водопостачання $n_2=0$);

Q_p^H - теплота спалювання газу, ккал/м³.

Річні витрати для комунально-побутових і промислових підприємств обчислюють за величинами норм витрати газу на одиницю продукції підприємства (для пралень, наприклад, на 1 т сухої білизни) та об'єму виробництва. Для закладів охорони здоров'я витрати газу нормують на 1 ліжко в лікарнях, річні обчислюють від кількості ліжок на 1000 мешканців (див. дод. 14).

Витрати газу джерелами теплоти обчислюють залежно від потреби в тепловій енергії, теплоти згоряння палива та коефіцієнта корисної дії пристроїв для спалювання газу за формулою (3.1).

Годинні витрати газу для всіх видів споживачів визначають залежно від річних витрат і коефіцієнта годинного максимуму K_m за формулою, м³/год,

$$g_{\text{год}} = g_{\text{рік}} * K_m. \quad (3.2)$$

Для житлових мікрорайонів величину K_m обирають залежно від кількості мешканців мікрорайону (табл. 3.2). Коефіцієнт годинного максимуму споживання газу деякими іншими споживачами наведено в табл. 3.3.

Таблиця 3.2

Коефіцієнт годинного максимуму споживання газу на побутові потреби

Кількість мешканців, люд	5000	10000	20000	30000	40000
Коефіцієнт годинного максимуму K_m	1/2100	1/2200	1/2300	1/2400	1/2500

Таблиця 3.2

Коефіцієнт годинного максимуму споживання газу деякими споживачами

Заклад	Коефіцієнт годинного максимуму
Лазні	1/1600 ÷ 1/2300
Пральні	1/2300 ÷ 1/3000
Лікарні	1/2300 ÷ 1/3000
Заклади громадського харчування	1/1800 ÷ 1/2200
Хлібозавод	1/2100 ÷ 1/2500

Розрахункові задачі

3.1. Обчислити для житлового мікрорайону чисельністю 9 тис. мешканців річні і годинні витрати газу для приготування їжі та гарячого водопостачання, якщо теплота спалювання газу дорівнює 10000 ккал/м³.

Відповідь: 1719*10³ м³/р.; 780 м³/год.

3.2. Як для умов попередньої задачі, зміняться річні і годинні витрати газу для мікрорайону, якщо в мікрорайоні передбачено централізоване гаряче водопостачання будівель від водопідігрівної установки, розміщеної на центральному тепловому пункті?

Відповідь: 576*10³ м³/рік; 261,8 м³/год.

3.3. Для умов задачі 3.2 визначити річні і годинні витрати газу у мікрорайоні, якщо, крім побутових споживачів, газ витрачає також і механізована пральня. При обчисленнях прийняти обсяг обслуговування 50 % населення мікрорайону при нормі 100 кг сухої білизни на людину за рік. Коефіцієнт годинного максимуму для пральні прийняти рівним 1/3000.

Відповідь: 792*10³ м³/р.; 333,8 м³/год.

3.4. Обчислити річну потребу в газі й годинні витрати його хлібозаводом, який обслуговує місто з населенням 100000 мешканців, якщо завод виробляє 0,6 т виробів на 1000 мешканців. Норму витрат газу прийняти 420*10³ ккал/т, а теплоту спалювання газу 10000 ккал/м³. Коефіцієнт годинного максимуму для пральні прийняти рівним 1/2100.

Відповідь: 919,8*10³ м³/р.; 438 м³/год.

3.5. Визначити витрати газу водогрійною котельнею за опалювальний період для відпускання 5 МВт для теплопостачання мікрорайону, якщо теплота згоряння газу становить 40000 кДж/м^3 , а коефіцієнт корисної дії котлів дорівнює 0,9. Тривалість опалювального періоду прийняти рівним 170 діб.

Відповідь: $2,04 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{р}$.

3.6. Обчислити річну економію газу, яку забезпечить підвищення коефіцієнта корисної дії котлів до рівня 0,95. Інші вихідні дані прийняти за попередньою задачею.

Відповідь: $0,107 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{р}$.

3.7. Обчислити річні і годинні витрати газу лікарнею на 300 ліжок, якщо газ калорійністю 9000 ккал/м^3 витрачається на приготування їжі та нагріву гарячої води (без прасування). Коефіцієнт годинного максимуму дорівнює $1/2300$.

Відповідь: $99,33 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{р}$; $43,19 \text{ м}^3/\text{год}$.

3.8. Для наведеної на рис. 2.1 схеми населеного пункту з вказаними на ній об'єктами споживання газу обчислити річні витрати газу для поданих у табл. 3.4 вихідних даних для мікрорайонів. Калорійність газу прийняти 10000 ккал/м^3 , коефіцієнт корисної дії котлів 0,9.

Таблиця 3.4

Вихідні дані для визначення потреби в газовому паливі
(до задачі 3.8)

Показник	Мікрорайон			
	А	Б	В	Г
Кількість мешканців m	5000	5000	10000	10000
Житлова площа A , м^2	$10 \cdot 10^4$	$9 \cdot 10^4$	$19 \cdot 10^4$	$18 \cdot 10^4$
Норма витрат теплоти на опалення 1 м^2 житла, Вт/м^2	100	100	100	100
Норма витрат теплоти на гаряче водопостачання q_h , Вт/люд	407	407	407	407

Розв'язання

1. Витрати газу для побутових потреб.

У мікрорайонах передбачено централізоване гаряче водопостачання, тому газ у квартирах витрачають тільки на приготування їжі. Норма витрат газу на одного мешканця $n_1 = 640000$ ккал/р. Витрати газу обчислюємо за формулою (3.1):

$$\text{мікрорайон А: } g_{\text{рік}} = m \frac{n_1}{Q_p^H} = \frac{5000 \cdot 640000}{10000} = 320000 \text{ м}^3/\text{р.};$$

$$\text{мікрорайон Б: } g_{\text{рік}} = m \frac{n_1}{Q_p^H} = \frac{5000 \cdot 640000}{10000} = 320000 \text{ м}^3/\text{р.};$$

$$\text{мікрорайон В: } g_{\text{рік}} = m \frac{n_1}{Q_p^H} = \frac{10000 \cdot 640000}{10000} = 640000 \text{ м}^3/\text{р.};$$

$$\text{мікрорайон Г: } g_{\text{рік}} = m \frac{n_1}{Q_p^H} = \frac{10000 \cdot 640000}{10000} = 640000 \text{ м}^3/\text{р.}$$

2. Витрати газу для лазні (норма витрати газу при митті без ванн за одне відвідування $n_3 = 9000$ ккал; кількість відвідувань однією людиною за рік прийнято рівним 5; обсяг обслуговування прийнято 50 % населення).

Сумарна кількість мешканців населеного пункту

$$m_{\text{сум}} = 5000 + 5000 + 10000 + 10000 = 30000.$$

Сумарна кількість відвідувань за рік

$$K = 30000 \cdot 0,5 \cdot 5 = 75000;$$

$$g_{\text{рік}}^{\text{л}} = \frac{9000 \cdot 75000}{10000} = 67500 \text{ м}^3/\text{р.}$$

3. Витрати газу пральнею (норма витрати газу на одну тонну сухої білизни $n_4 = 4800000$ ккал; норма білизни – 100 кг на людину за рік; обсяг обслуговування прийнято 50 % населення).

Кількість білизни, що надходить до пральні за рік,

$$B = m_{\text{сум}} \cdot 0,5 \cdot 100 = 30000 \cdot 0,5 \cdot 100 = 1500000 \text{ кг} = 1500 \text{ т};$$

$$g_{\text{рік}}^{\text{пр}} = \frac{B \cdot n_4}{Q_p^H} = \frac{1500 \cdot 4800000}{10000} = 720000 \text{ м}^3/\text{р.}$$

4. Витрати газу хлібозаводом (норма витрати газу на випікання 1 т хлібу $n_5=4200000$ ккал; споживання хлібу обчислюємо з розрахунку 0,6 т за добу на 1000 мешканців).

Загальний обсяг продукції за рік

$$\Pi = m_{\text{сум}} \frac{0,6}{1000} * 365 = 30000 \frac{0,6}{1000} * 365 = 6570 \text{ т,}$$

де 365 – кількість днів за рік;

$$g_{\text{рік}}^{\text{хз}} = \frac{\Pi \cdot n_5}{Q_p^H} = \frac{6570 \cdot 4200000}{10000} = 275940 \text{ м}^3/\text{р.}$$

5. Витрати газу джерелом теплоти для забезпечення потреб теплопостачання (витрати теплоти для опалення, гарячого водопостачання і вентиляції обчислюємо за наведеними в підрозд. 2.2 формулами):

1) максимальні витрати теплоти на опалення мікрорайонів

$$Q_{o,max} = q_o A (1 + K_1),$$

де $q_o = 100 \text{ Вт/м}^2$ - норма витрат теплоти на опалення 1 м^2 площі житлових будинків;

$K_1 = 0,25$ – коефіцієнт, що враховує витрати теплоти на опалення громадських споруд мікрорайону;

2) середні витрати теплоти на опалення за опалювальний період

$$Q_{o,cp} = Q_{o,max} (t_B - t_{cp}) / (t_B - t_{po}),$$

де $t_B = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (прийнято) – температура повітря у приміщеннях;

$t_{cp} = -2,1 \text{ }^\circ\text{C}$ (прийнято) – середня за опалювальний період температура зовнішнього повітря в даній місцевості;

$t_{po} = -23 \text{ }^\circ\text{C}$ (прийнято) – розрахункова для опалення температура зовнішнього повітря в даній місцевості;

3) максимальні витрати теплоти на вентиляцію будівель

$$Q_{в,маx}=q_0 A K_1 K_2,$$

де $K_2=0,4$ – коефіцієнт, що враховує витрати теплоти на громадські споруди (прийнято);

4) середні витрати теплоти на вентиляцію за опалювальний період

$$Q_{в,ср}=Q_{в,маx}(t_{в} - t_{ср})/(t_{в} - t_{рв}),$$

де $t_{рв} = -11$ °С (прийнято) – розрахункова для вентиляції температура зовнішнього повітря в даній місцевості;

5) середні витрати теплоти на гаряче водопостачання будівель

$$Q_{h,ср}=q_h * m;$$

6) максимальні витрати теплоти на гаряче водопостачання будівель

$$Q_{h,маx}=2,4Q_{h,ср}.$$

Результати розрахунків витрат теплоти для кожного з мікрорайонів і для населеного пункту в цілому подано в табл. 3.5.

6. Річну потребу в теплоті для міста обчислюємо, приймаючи тривалість опалювального періоду $n_0=190$ діб за рік, тривалість роботи системи тепlopостачання $n=350$ діб:

опалення

$$Q_o^{рік}=Q_{o,ср} * n_0 * 24 * 3600 = 35980 * 190 * 24 * 3600 = 590,62 * 10^{12} \text{ Дж/р.};$$

вентиляція

$$Q_{в}^{рік}=Q_{в,ср} * n_0 * 24 * 3600 = 3939 * 190 * 24 * 3600 = 66,56 * 10^{12} \text{ Дж/р.};$$

гаряче водопостачання

$$Q_h^{\text{рік}} = Q_{h,\text{ср}} * n * 24 * 3600 = 12210 * 350 * 24 * 3600 = 369,2 * 10^{12} \text{ Дж/р.};$$

сумарна потреба в теплоті для міста за рік

$$Q^{\text{рік}} = Q_o^{\text{рік}} + Q_B^{\text{рік}} + Q_h^{\text{рік}} = 590,65 + 66,56 + 369,2 = 1026,4 * 10^{12} \text{ Дж/р.}$$

Таблиця 3.5

Витрати теплоти за видами споживання

Мікрорайон	Види споживання теплоти в мікрорайонах, кВт					
	Опалення		Вентиляція		Гаряче водопостачання	
	$Q_{o,\text{ср}}$	$Q_{o,\text{max}}$	$Q_{B,\text{ср}}$	$Q_{B,\text{max}}$	$Q_{h,\text{ср}}$	$Q_{h,\text{max}}$
А	6424	12500	713	1000	2035	4884
Б	5783	11250	642	900	2035	4884
В	12208	23750	1355	1900	4070	9768
Г	11565	22500	1283	1800	4070	9768
Разом	35980		3993		12210	

7. Річні витрати газу джерелом теплоти для потреб населеного пункту

$$V^{\text{рік}} = \frac{Q^{\text{рік}}}{\eta * Q_p^H} = \frac{1026,4 * 10^{12}}{0,9 * 41900 * 10^3} = 27218500 \text{ м}^3/\text{р.},$$

де $Q_p^H = 10000 \text{ ккал/м}^3 = 41900 \text{ кДж/м}^3 = 41900 * \text{Дж/м}^3$ – теплота спалювання газу.

8. Загальні витрати газу містом за рік визначаємо як суму результатів обчислень за пунктами 1, 2, 3, 4, 7:

$$g^{\text{рік}} = 320000 + 320000 + 640000 + 640000 + 67500 + 720000 + 275940 + 27218500 = 30,2 * 10^6 \text{ м}^3/\text{р.}$$

3.9. Для наведеної на рис. 3.2 схеми населеного пункту обчислити річні витрати газу за умови, що в мікрорайонах відсутнє централізоване гаряче водопостачання і гаряча вода для побутових потреб підігрівається у квартирних газових водопідігрівниках. При обчисленнях скористатися вихідними даними попередньої задачі. Порівняти зміну витрат газу в мікрорайонах за задачами 3.8 і 3.9.

Відповідь: результати обчислень наведено в табл. 3.6.

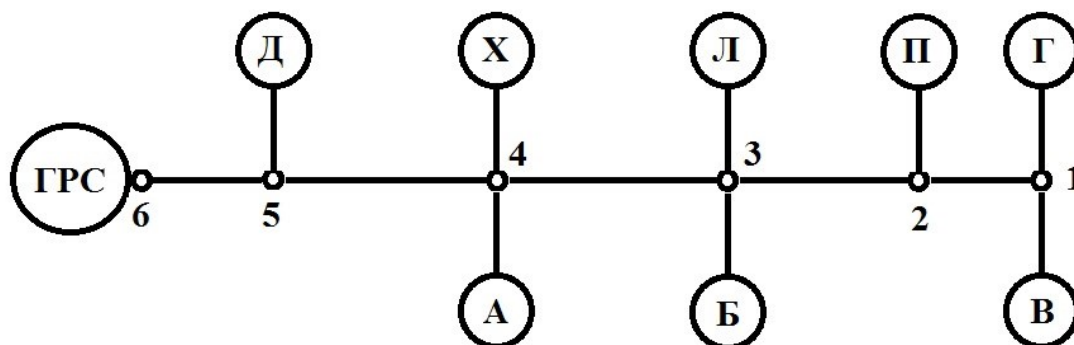


Рис. 3.2. Схема газопостачання населеного пункту:
 А, Б, В, Г – житлові мікрорайони; Х – хлібозавод; П – пральня;
 Л – лазня; ТЕЦ – теплоелектроцентрально; ГРС – газорозподільна станція; ГРП – газорегуляторний пункт

Таблиця 3.6

Порівняння результатів обчислень

Споживач газу (побутове споживання в мікрорайонах)	Розмірність	Задача 3.8	Задача 3.9
Мікрорайон А	м ³ /р.	320000	955000
Мікрорайон Б		320000	955000
Мікрорайон В		640000	1910000
Мікрорайон Г		640000	1910000
У цілому для міста		1920000	5730000

3.10. Використовуючи вихідні дані і результати розв'язання задачі 3.8, визначити годинні витрати для поданих на схемі (рис. 3.2) споживачів.

Відповідь: результати обчислень наведено в табл. 3.7.

Таблиця 3.7

Результати обчислень витрат газу

Споживач газу	Коефіцієнт годинного максимуму	Витрати газу	
		Річні, м ³ /р.	Годинні, м ³ /год
Мікрорайон А	1/2100	320000	152,4
Мікрорайон Б	1/2100	320000	152,4
Мікрорайон В	1/2200	640000	304,8
Мікрорайон Г	1/2200	640000	304,8
Побутове споживання для міста		1920000	914,4
Лазня	1/2000	67500	33,75
Пральня	1/2300	720000	267
Хлібозавод	1/2200	275940	125,4
Джерело теплопостачання			10048,3*

Примітка.* - обчислення здійснено за максимальними витратами теплоти.

3.11. Використовуючи вихідні дані і результати розв'язання задачі 3.9, визначити годинні витрати газу для вказаних на схемі (рис. 3.2) споживачів

Відповідь: результати обчислень наведено в табл. 3.8.

Таблиця 3.8

Результати обчислень витрат газу

Споживач газу	Коефіцієнт годинного максимуму	Витрати газу	
		Річні, м ³ /р.	Годинні, м ³ /год
Мікрорайон А	1/2100	955000	454,8
Мікрорайон Б	1/2100	955000	454,8
Мікрорайон В	1/2200	1910000	909,5
Мікрорайон Г	1/2200	1910 000	909,5
Побутове споживання для міста в цілому		5730000	2728,5
Лазня	1/2000	67500	33,75
Пральня	1/2300	720000	267
Хлібозавод	1/2200	275940	125,4
Джерело теплопостачання			7241,4*

Примітка.* - обчислення здійснено за максимальними витратами теплоти.

3.12. Обчислити, як порівняно з попередньою задачею, зміняться годинні витрати газу для наведеної на рис. 3.2 групи об'єктів, якщо коефіцієнт корисної дії котлів підвищити до величини 0,96. Інші вихідні дані не змінюються.

Відповідь: витрати газу джерелом тепlopостачання зменшаться на 6,7 %; витрати газу групою об'єктів зменшаться на 4,5 %.

3.13. Визначити, як порівняно з задачею 3.11 зміняться годинні витрати газу для споживачів, якщо для газопостачання використати газ з теплотою спалювання 11000 ккал/м³.

Відповідь: витрати газу в цілому зменшаться в 1,1 разу.

3.14. Для умов задачі 3.8 визначити річні витрати газу мікрорайонами, якщо газ споживається як для побутових потреб, так і закладами громадського харчування і поліклінікою. Умовно прийняти, що заклади громадського харчування розміщені в кожному мікрорайоні і призначені для обслуговування мешканців мікрорайону, у якому вони розміщені, а поліклініка знаходиться в мікрорайоні Б і обслуговує мешканців чотирьох мікрорайонів. Обсяг обслуговування закладами громадського харчування 25 %. Загальну кількість ліжок визначити з розрахунку 8 ліжок на 1000 мешканців.

Відповідь: результати обчислень наведено в табл. 3.9.

Таблиця 3.9

Річні витрати газу у мікрорайонах

№	Споживач	Витрати газу, м ³ /р.
1	Мікрорайон А в цілому, у тому числі:	411250
	- побутове споживання	320000
	- заклади громадського харчування	91250
2	Мікрорайон Б в цілому, у тому числі:	482700
	- побутове споживання	320000
	- заклади громадського харчування	91250
	- лікарня	71450
3	Мікрорайон В в цілому, у тому числі:	822500
	- побутове споживання	640000
	- заклади громадського харчування	182500
4	Мікрорайон Г в цілому, у тому числі:	822500
	- побутове споживання	640000
	- заклади громадського харчування	182500

3.3. Гідравлічний розрахунок газопроводів

Від вибору діаметра трубопроводу, по якому здійснюють транспортування необхідної кількості газу, залежить металоємність газових мереж і втрати тиску газу при його русі по газопроводу. При збільшенні діаметра витрати матеріалів (у першу чергу металу) і вартість робіт для спорудження газопроводу зростають, але знижуються втрати тиску. Зменшення діаметра при тій самій кількості газу обумовлює зниження матеріалоємності і зростання втрат тиску при проходженні газом ділянки трубопроводу певної довжини.

Для визначення величини діаметра газопроводу і втрат тиску, які мають місце при транспортуванні необхідного об'єму газу, виконують гідравлічний розрахунок. Починають його з розподілу мережі на розрахункові ділянки. У межах кожної ділянки витрати газу і діаметр трубопроводу не змінюються.

У підрозділі 3.1 наведена класифікація газопроводів залежно від тиску газу. Існують деякі відмінності гідравлічного розрахунку газопроводів високого та середнього тиску і газопроводів низького тиску [15, 16].

При розрахунку газопроводів високого та середнього тиску для обліку втрат тиску в місцевих опорах (місця поворотів трубопроводів, місця зміни діаметра, газова арматура тощо) вводять розрахункову довжину ділянки

$$l_p = 1,1l_\phi, \quad (3.3)$$

де l_ϕ - фактична довжина ділянки, км.

Для кожної з ділянок визначають витрати газу g як суму потреб споживачів, які одержують паливо від ділянки, що розглядається. Вибір діаметрів здійснюють за допомогою номограм для гідравлічного розрахунку газових мереж. Для цього попередньо обчислюють середнє значення коефіцієнта втрат тиску на всій довжині газової мережі за формулою

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{p_H^2 - p_K^2}{\sum l_p}, \quad (3.4)$$

де P_H - тиск газу на вході до мережі, атм.;

P_K - тиск газу в кінцевій точці мережі, атм.;

$\sum l_p$ - сума розрахункових довжин ділянок на мережі від входу газу до найвіддаленішого споживача, км.

Ключ до користування номограмою наведено на рис. 3.3, вигляд номограми для газопроводів високого і середнього тиску подано на рис. 3.4. Тиск газу в кінці ділянки довжиною l_{pd} знаходять залежно від тиску на вході до ділянки $P_{нд}$ і коефіцієнта втрат тиску на ділянці

$$P_{кд} = \sqrt{P_{нд}^2 - \alpha_d l_{pd}}; \quad (3.5)$$

$$(P_{нд})_i = (P_{кд})_{i-1}. \quad (3.6)$$

За допомогою номограми залежно від витрат газу на ділянках і коефіцієнта $\alpha_{ср}$ встановлюють діаметри газопроводу і дійсне значення коефіцієнта втрат тиску на ділянках α_d .

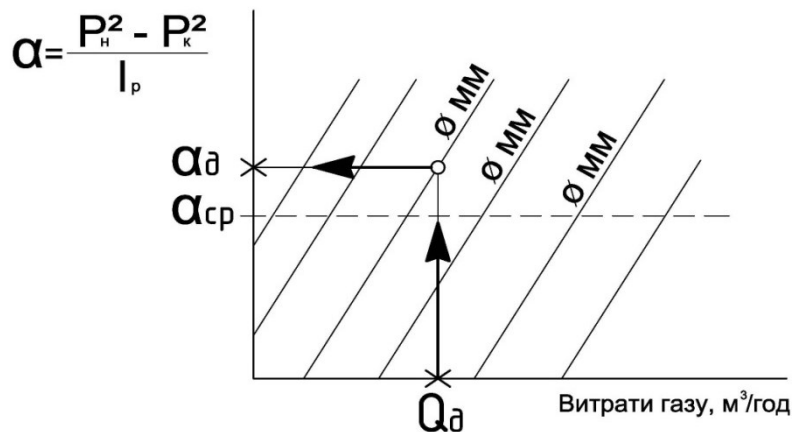


Рис. 3.3. Ключ до користування номограмою

При розподілі мережі на кілька ділянок початковий тиск на кожній наступній ділянці дорівнює тиску газу в кінці попередньої ділянки.

Порівняння варіантів виконання газопроводів виконують за техніко-економічними характеристиками. Важливим технічним показником газової мережі є матеріальна характеристика, яку обчислюють за формулою, m^2 ,

$$M = \sum_{i=1}^n (D_i * L_i) , \quad (3.7)$$

де D_i – діаметр трубопроводу ділянки;

L_i – довжина ділянки;

n – кількість розрахункових ділянок мережі.

Газопроводи низького тиску (рис. 3.5) використовують для транспортування газу територією мікрорайонів і для газопостачання окремих споживачів, наприклад комунально-побутових підприємств. Перед проведенням гідравлічного розрахунку газових мереж низького тиску на схемі визначають розрахункові ділянки та їх фактичну довжину l_{ϕ} , м. Потім визначають умови живлення і розрахункову довжину ділянок мережі. Розміщення будівель мікрорайону з одного боку газопроводу вказує на одностороннє живлення, розрахункова довжина ділянки при цьому $l_p = l_{\phi}/2$. Якщо ж будівлі розміщені з обох боків, то маємо справу з двостороннім живленням, тоді $l_p = l_{\phi}$.

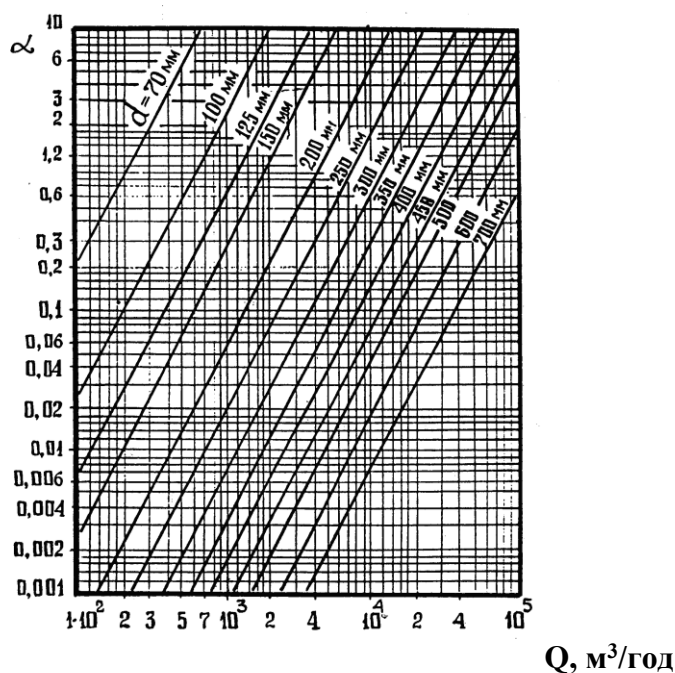


Рис. 3.4. Номограма для гідравлічного розрахунку газових мереж середнього і високого тиску

Для визначення розрахунково-погодинних витрат газу на ділянці мережі знаходять питому, шляхову, еквівалентну і транзитну витрату газу. Питому витрату визначають за формулою, м³/год,

$$q_{nut} = \frac{Q_{з.б.}}{\sum l_p}, \quad (3.8)$$

де $Q_{з.б.}$ - розрахункова втрата газу в мікрорайонах 1 і 2, м³/год;

$\sum l_p$ - загальна розрахункова довжина ділянок мережі, від яких проводиться відбирання газу, м.

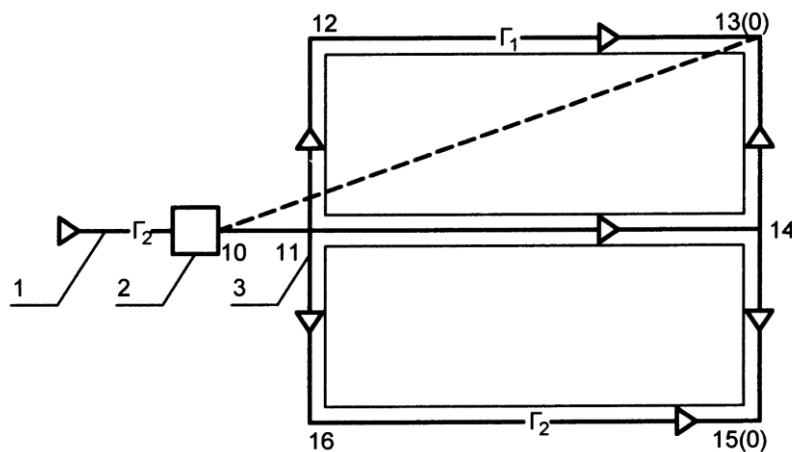


Рис. 3.5. Розрахункова схема газопроводів низького тиску:

1 – газопровід середнього або високого тиску; 2 – ГРП;

3 – розподільний газопровід

Шляхова витрата для кожної ділянки мережі, м³/год,

$$q_{ш} = q_{nut} \cdot l_p. \quad (3.9)$$

Сума шляхових витрат ділянок мережі має дорівнювати витраті газу в ГРП. Еквівалентна витрата, м³/год,

$$q_E = 0,5 \cdot q_{ш}. \quad (3.10)$$

Заміна шляхових витрат еквівалентними пояснюється тим, що на розрахункових ділянках не відомі місця відгалужень до споживачів газу.

Визначивши еквівалентні витрати на всіх ділянках мережі, приймають най-більш імовірний розподіл потоку газу від джерела живлення (ГРП) до найвід-даленішої (нульової) точки газової мережі. Місцем зустрічі потоків газу вважають точку, яка поділяє газову мережу на два півкільця, приблизно рівні між собою. Напрямок потоку газу від ГРП до нульової точки позначають на схемі стрілками.

До встановлення розрахункових витрат знаходять транзитні витрати. Так, для ділянок мережі (рис. 3.5) 13-12; 13-14; 14-15; 15-16 транзитні витрати дорівнюють нулю, а

$$q_T(11-12) = q_u(12-13);$$

$$q_T(11-14) = q_u(13-14) + q_u(14-15);$$

$$q_T(11-16) = q_u(15-16)$$

Розрахунково-погодинні витрати газу на ділянках мережі знаходять за формулою, м³/год,

$$Q_p = q_T + 0.5q_u \quad (3.11)$$

або

$$Q_p = q_T + q_E. \quad (3.12)$$

Отже

$$Q_p(13-14) = q_E(13-14);$$

$$Q_p(14-15) = q_E(14-15);$$

$$Q_p(15-16) = q_E(15-16);$$

$$Q_p(12-13) = q_E(12-13);$$

$$Q_p(11-16) = q_T(11-16) + q_E(11-16);$$

$$Q_p(11-12) = q_T(11-12) + q_E(11-12);$$

$$Q_p(11-14) = q_T(11-14) + q_E(11-14).$$

Розрахункова витрата газу на ділянці 10-11 дорівнюватиме сумі шляхових витрат на всіх ділянках мережі мікрорайонів. За знайденими значеннями розрахункових витрат і середньою втратою тиску, користуючись номограмою, визначають діаметри газопроводів і фактичний питомий опір на всіх ділянках мережі низького тиску. Ключ для користування номограмою наведено на рис. 3.6.

Середні питомі втрати тиску на кожному півкільці від ГРП до нульової точки визначають за формулою, мм вод. ст.,

$$\Delta P_{cp} = \frac{\Delta P}{1.1 \sum l_{\phi}}, \quad (3.13)$$

де ΔP - втрати тиску в розподільних газопроводах від ГРП до нульової точки за ДБН В.2.5-20-2001, $\Delta P = 120$ мм вод. ст.;

$\sum l_{\phi}$ - фактична довжина півкільця, м.

Методика визначення діаметрів газопроводів низького тиску d і фактичних питомих опорів на ділянках ΔP така сама, як і при розрахунку газопроводів середнього тиску, розрахунки виконують за допомогою номограм (рис. 3.7).

За відомими значеннями питомих опорів знаходять лінійні опори на кожній ділянці розглядуваного півкільця $\Delta P \cdot l_{\phi}$. Місцеві опори на ділянках Z , що виникають на поворотах мережі, в арматурі й при зміні діаметра труб, становлять 10 % значення лінійних опорів.

Отже загальний опір на кожному півкільці дорівнюватиме сумі лінійних і місцевих опорів ділянок, які входять до розглядуваного півкільця.

Якщо діаметри газопроводів на ділянках півкільця підібрано правильно, сума лінійних і місцевих опорів на півкільці повинна становити 120 мм вод. ст.

Допускається похибка, величина якої не повинна перевищувати 10 % суми втрат на півкільці. Крім того, треба мати рівні втрати тиску на півкільцях розглядуваного кільця. Тут також допускається похибка в розмірі 10 %.

Рівність опорів на півкільцях свідчить про те, що нульові точки вибрано правильно і в них зустрінуться потоки газу.

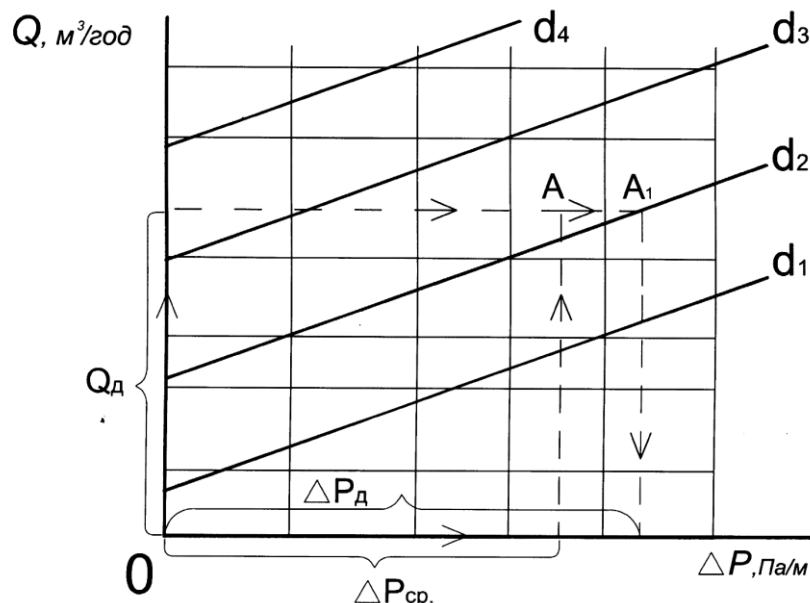


Рис. 3.6. Ключ до користування номограмою для гідравлічного розрахунку мереж низького тиску

Розрахункові задачі

3.15. Визначити діаметр трубопроводу на ділянці з витратами газу $6000 \text{ м}^3/\text{год}$, якщо тиск газу на вході до ділянки 2 атм. , на виході з ділянки $1,5 \text{ атм.}$, а фактична довжина ділянки дорівнює 1 км .

Відповідь: 200 м .

3.16. Визначити тиск у кінці ділянки, фактична довжина якої 2000 м , якщо діаметр газопроводу 100 мм , а витрати газу $700 \text{ м}^3/\text{год}$. Тиск газу на вході до ділянки 2 атм.

Відповідь: $1,166 \text{ атм.}$

3.17. Обчислити, як зміниться величина тиску газу в кінці ділянки, якщо діаметр газопроводу дорівнюватиме 125 мм , а інші вихідні дані залишаться такими самими, як у задачі 3.16.

Відповідь: $1,83 \text{ атм.}$; зменшиться в $1,57$ разу.

3.18. Визначити, який тиск необхідно забезпечити на вході до ділянки газопроводу довжиною 500 м і діаметром 100 мм, щоб у кінці ділянки тиск газу становив 1,4 атм. Витрати газу дорівнюють 600 м³/год.

Відповідь: 1,58 атм.

3.19. Для наведеної на рис. 3.8, а схеми газопостачання визначити діаметри газопроводів на ділянках, якщо витрати газу споживачем I дорівнюють 300 м³/год, а споживачем II 400 м³/год. Діаметри підібрати таким чином, щоб при тиску газу на виході з ГРС $P_H = 2,5$ атм. в кінці мережі (точка1) тиск становив $P_K = 1,5$ атм.

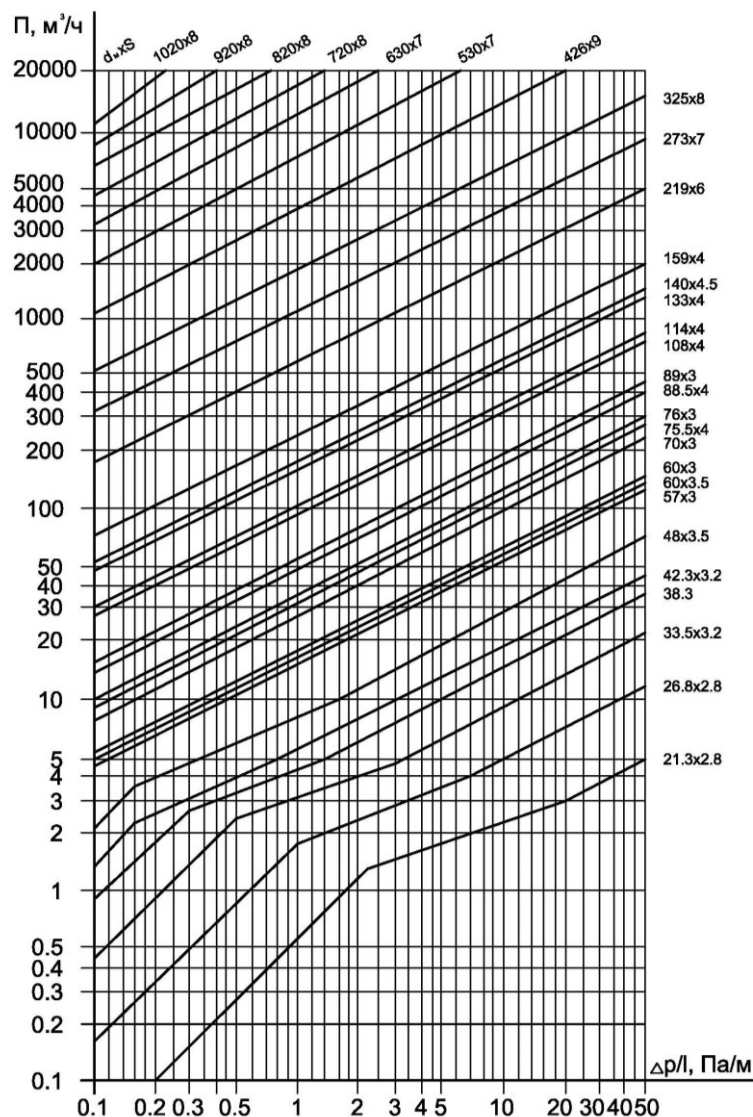


Рис. 3.7. Номограма гідравлічного розрахунку газових мереж низького тиску

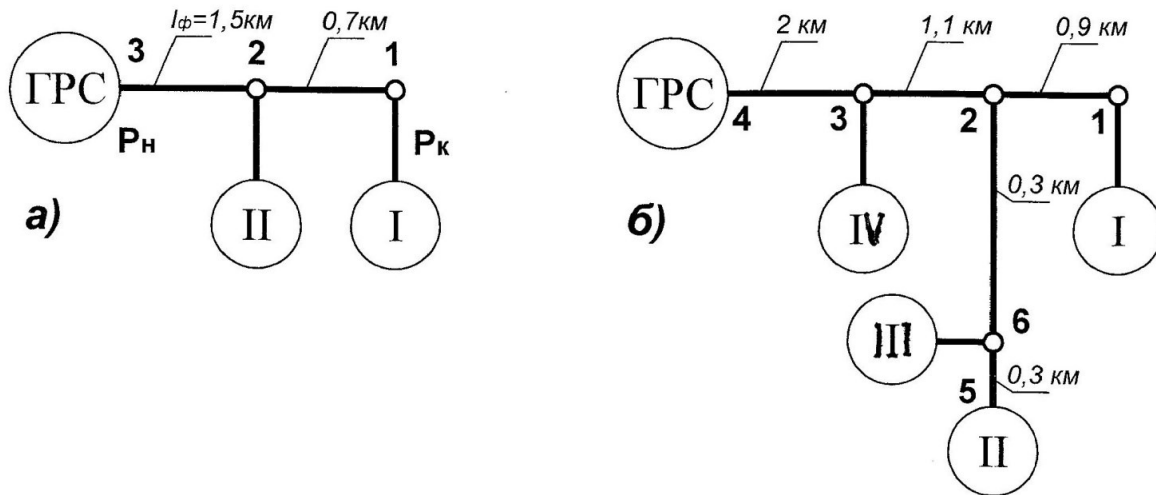


Рис. 3.8. Розрахункові схеми газопостачання:
 а – до задачі 3.19; б – до задачі 3.21; ГРС – газорозподільна станція; I...IV – номери споживачів газу; 1...6 – розрахункові точки мережі (5, 6 – розрахункові точки відгалуження від головної гілки газопроводу)

Розв'язання

1. Витрати газу на ділянках:

ділянка (1-2): $g_{1-2} = g_I = 300 \text{ м}^3/\text{год}$;

ділянка (2-3): $g_{2-3} = g_{II} + g_{1-2} = 400 + 300 = 700 \text{ м}^3/\text{год}$.

2. Розрахункова довжина ділянок:

ділянка (1-2): $l_{p,1-2} = 1,1 l_{\phi,1-2} = 1,1 * 0,7 = 0,77 \text{ км}$;

ділянка (2-3): $l_{p,2-3} = 1,1 l_{\phi,2-3} = 1,1 * 1,5 = 1,65 \text{ км}$.

3. Середній коефіцієнт втрат тиску на мережі

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{н}}^2 - P_{\text{к}}^2}{\sum l_p} = \frac{2,5^2 - 1,5^2}{0,77 + 1,5} = 1,65.$$

4. За допомогою номограми для гідравлічного розрахунку при відомих витратах газу на кожній ділянці визначаємо діаметри трубопроводів на перетині лінії $\alpha_{\text{ср}} = 1,65$ з відповідною лінією витрат газу:

ділянка (1-2): $\alpha_{\text{ср}} = 1,65$; $g_{1-2} = 300 \text{ м}^3/\text{год}$; $d = 70 \text{ мм}$; дійсна величина коефіцієнта втрат тиску $\alpha_{\text{д},1-2} = 1,8$;

ділянка (2-3): $\alpha_{cp}=1,65$; $g_{2-3} = 700 \text{ м}^3/\text{год}$; $d=100 \text{ мм}$; дійсна величина коефіцієнта втрат тиску $\alpha_{д,2-3}=1,2$.

3.20. Використовуючи вихідні дані і результати розв'язання попередньої задачі, обчислити дійсну величину тиску газу в розрахункових точках мережі.

Розв'язання

1. Приймаючи тиск на вході до ділянки (3-2) (точка 3) рівним тиску газу на виході з ГРС, $P_3=P_H=2,5 \text{ атм.}$, обчислюємо тиск у кінці ділянки (точка 2):

$$P_2 = \sqrt{P_3^2 - \alpha_{д,2-3} * l_{p,2-3}} = \sqrt{2,5^2 - 1,2 * 1,65} = 2,066 \text{ атм.}$$

2. Аналогічно обчислюємо тиск газу в точці 1:

$$P_1 = \sqrt{P_2^2 - \alpha_{д,1-2} * l_{p,1-2}} = \sqrt{2,066^2 - 1,8 * 0,77} = 1,7 \text{ атм.}$$

3.21. Для схеми газопостачання, що подана рис. 3.8, б, визначити діаметри трубопроводів і дійсні коефіцієнти втрат тиску на ділянках головної гілки газопроводу (ділянки 1-2, 2-3, 3-4). Витрати газу споживачами наведені в табл. 3.10, тиск на виході з ГРС (точка 4) дорівнює 2,5 атм., тиск у найвіддаленішій точці головної гілки (точка 1) дорівнює 1,3 атм.

Відповідь: результати обчислень наведено в табл. 3.11.

Таблиця 3.10

Вихідні дані до задачі 3.21

Споживач (за рис. 3.8, б)	I	II	III	IV
Витрати газу, $\text{м}^3/\text{год}$	250	250	200	700

Таблиця 3.11

Результати обчислень для системи газопостачання
(за задачею 3.21)

Ділянка головної гілки	1-2	2-3	3-4
Діаметр ділянки, мм	70	100	125
Дійсний коефіцієнт втрат тиску $\alpha_{д}$	1,2	1,2	1,2

3.22. Використовуючи вихідні дані і результати розв'язання попередньої задачі, визначити діаметри трубопроводів на ділянках відгалуження від головної гілки мережі за умови, що тиск газу в точці 1' дорівнює 1,3 атм.

Розв'язання

Гідравлічний розрахунок відгалужень виконують так само, як і головних гілок з використанням тих самих номограм. Для розрахунку відгалуження необхідно знати витрати газу на його ділянках і середній коефіцієнт втрат тиску на довжині відгалуження.

1. Обчислюємо тиск газу в розрахункових точках головної гілки, використовуючи для цього дані табл. 3.10.

$$P_3 = \sqrt{P_2^2 - \alpha_{д,4-3} * 1,1 * l_{4-3}} = \sqrt{1,47^2 - 1,2 * 2 * 1,1} = 1,9 \text{ атм.};$$

$$P_2 = \sqrt{P_3^2 - \alpha_{д,2-3} * 1,1 * l_{2-3}} = \sqrt{1,9^2 - 1,2 * 1,1 * 1,1} = 1,47 \text{ атм.}$$

2. Витрати газу на ділянках відгалуження:

ділянка (5-6): $g_{5-6} = g_{II} = 250 \text{ м}^3/\text{год}$;

ділянка (6-2): $g_{6-2} = g_{II} + g_{III} = 250 + 200 = 450 \text{ м}^3/\text{год}$.

3. Середній коефіцієнт втрат тиску на відгалуженні

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{P_2^2 - P_5^2}{(l_{5-6} + l_{6-2}) * 1,1} = \frac{1,47^2 - 1,3^2}{(0,3 + 0,3) * 1,1} = 0,71.$$

4. За допомогою номограми для гідравлічного розрахунку визначаємо діаметри газопроводів і дійсні коефіцієнти втрат тиску на ділянках:

ділянка (5-6): $d = 70 \text{ мм}$; дійсна величина коефіцієнта втрат тиску $\alpha_{д,5-6} = 1,0$;

ділянка (6-2): $d = 100 \text{ мм}$; дійсна величина коефіцієнта втрат тиску $\alpha_{д,6-2} = 0,5$.

5. Перевірка розрахунків полягає в обчисленні тиску газу в точках трубопроводу. Якщо підбір діаметрів здійснено коректно, тиск у кінцевій точці співпадає з тиском газу в цій точці за вихідними даними, використаним при обчисленні середнього коефіцієнта втрат тиску:

1) тиск газу в розрахункових точках відгалуження

$$P_6 = \sqrt{P_2^2 - \alpha_{d,2-6} * 1,1 * l_{2-6}} = \sqrt{1,47^2 - 0,5 * 0,3 * 1,1} = 1,42 \text{ атм.};$$

$$P_5 = \sqrt{P_6^2 - \alpha_{d,5-6} * 1,1 * l_{5-6}} = \sqrt{1,42^2 - 1 * 0,3 * 1,1} = 1,307 \text{ атм.};$$

2) відносна похибка обчислень

$$\Delta = \frac{(P_5 - 1,3) * 100\%}{1,3} = \frac{(1,307 - 1,3) * 100\%}{1,3} = 0,5\% - \text{що є задовільним};$$

1,3 атм. – тиск газу в кінцевій точці за умовами завдання.

3.23. Визначити діаметр відгалуження від міського газопроводу до хлібозаводу, якщо річна потреба в природному газі для нього становить 1450000 м³/р., а тиск газу на виході з міського газопроводу до відгалуження і в кінці відгалуження відповідно 1,4 і 1,15 атм. Фактичну довжину відгалуження прийняти 500 м, а коефіцієнт годинного максимуму споживання газу хлібозаводом дорівнює 1/2300.

Відповідь: 100 мм.

3.24. Обчислити, яким повинен бути діаметр газопроводу, щоб для умов попередньої задачі забезпечити тиск газу на виході з трубопроводу відгалуження 1,33 атм.

Відповідь: 125 мм.

3.25. Використовуючи результати розв'язання задачі 3.10 (див. табл. 3.7), визначити діаметри трубопроводів на ділянках головної гілки газопроводу і тиск у розрахункових точках схеми (рис. 3.2). Прийняти, що тиск газу на виході з ГРС дорівнює $P_H=8$ атм., а тиск у точці 1 $P_1 = P_K=1,5$ атм. Довжину ділянок прийняти за табл. 3.13.

Результати обчислень за завданням наведено в табл. 3.12. На рис. 3.9 показано зміну тиску газу по довжині газопроводу.



Рис. 3.9. Зміна тиску газу по довжині магістралі (до задачі 3.25)

Таблиця 3.12

Вихідні дані і результати гідравлічного розрахунку газопроводу високого тиску для наведеної на рис. 3.2 схеми газопостачання

Ділянка	Довжина, км		Витрати газу, м ³ /год	Діаметр, мм	α_d	Тиск газу, атм.	
	фактична	розрахункова				Вхід	Вихід
6-5	4,0	4,4	11388,9	200	8,0	8,0	5,36
5-4	2,0	2,2	1340,55	100	6,0	5,36	3,94
4-3	1,0	1,1	1062,75	100	2,5	3,94	3,57
3-2	1,0	1,1	876,6	100	2,0	3,57	3,25
2-1	0,5	0,55	609,6	70	8,0	3,25	2,40

3.26. Використовуючи результати розв'язання задачі 3.10 (див. табл. 3.7), визначити діаметри трубопроводів на ділянках головної гілки газопроводу і тиск у розрахункових точках схеми (рис. 3.2). Прийняти, що тиск газу на виході з ГРС дорівнює $P_6 = P_H = 3$ атм. (газопровід середнього тиску), а у кінцевій точці $P_1 = P_K = 1,5$ атм. Довжину ділянок прийняти за табл. 3.12.

Результати обчислень для газопроводу середнього тиску подано в табл. 3.13.

Таблиця 3.13

Результати гідравлічного розрахунку газопроводу середнього тиску для наведеної на рис. 3.2 схеми газопостачання

Ділянка	Довжина, км		Витрати газу, м ³ /год	Діаметр, мм	α_d	Тиск газу, атм.	
	фактична	розрахункова				Вхід	Вихід
6-5	4,0	4,4	11388,9	300	0,9	3,00	2,24
5-4	2,0	2,2	1340,55	150	0,5	2,24	1,99
4-3	1,0	1,1	1062,75	125	0,5	1,99	1,84
3-2	1,0	1,1	876,6	125	0,5	1,84	1,69
2-1	0,5	0,55	609,6	100	0,9	1,69	1,53

3.27. За даними гідравлічного розрахунку газопроводу високого та середнього тиску (табл. 3.12, 3.13) порівняти матеріальні характеристики варіантів.

Розв'язання

1. Використовуючи дані табл. 3.12, обчислюємо матеріальну характеристику для варіанта виконання системи з газопроводом високого тиску:

$$M_1 = D_{6-5}L_{6-5} + D_{5-4}L_{5-4} + D_{4-3}L_{4-3} + D_{3-2}L_{3-2} + D_{2-1}L_{2-1} = 0,2 \cdot 4000 + 0,1(2000 + 1000 + 1000) + 0,07 \cdot 500 = 1235 \text{ м}^2.$$

2. За даними табл. 3.13 визначаємо матеріальну характеристику для варіанта виконання системи з газопроводом середнього тиску:

$$M_2 = 0,35 \cdot 4000 + 0,15 \cdot 2000 + 0,125 \cdot (1000 + 1000) + 0,1 \cdot 500 = 1800 \text{ м}^2.$$

Висновок. Матеріальна характеристика газопроводу високого тиску в 1,46 разу менше від матеріальної характеристики газопроводу середнього тиску, що дає перевагу першому варіанту.

3.28. Визначити, як порівняно з результатами розв'язання попередньої задачі зміниться матеріальна характеристика газопроводу, якщо теплота спалювання природного газу становитиме 8000 ккал/м³. Інші дані для обчислень прийняти такими самими, як у задачі 3.10.

Розв'язання

1. Результати розрахунку витрат газу і діаметрів трубопроводів на ділянках подано в табл. 3.14.

Таблиця 3.14

Результати гідравлічного розрахунку газопроводу
середнього тиску

Ділянка	Довжина, км		Витрати газу, м ³ /год	Діаметр, мм	α_d
	фактична	розрахункова			
6-5	4,0	4,4	14236	350	0,6
5-4	2,0	2,2	1676	150	0,7
4-3	1,0	1,1	1328,4	150	0,5
3-2	1,0	1,1	1096	125	0,5
2-1	0,5	0,55	762	100	1,4

2. Матеріальна характеристика газопроводу

$$M_2 = 0,35 \cdot 4000 + 0,15 \cdot (2000 + 1000) + 0,125 \cdot 1000 + 0,1 \cdot 500 = 2025 \text{ м}^2.$$

Відповідь: при зменшенні калорійності газу з 10000 ккал/м³ до 8000 ккал/м³ матеріальна характеристика газопроводу збільшується в 1,125 рази ($2025/1800=1,125$).

3.29. Для наведених у табл. 3.7 даних про витрати газу окремими споживачами визначити діаметри відгалужень до них від головної гілки газопроводу. Тиск газу в розрахункових точках прийняти за табл. 3.13. Тиск газу на ввіді до джерела теплоти прийняти 2 атм., до всіх інших споживачів 1,3 атм. Результати обчислень наведено в табл. 3.15.

Таблиця 3.15

Результати гідравлічного розрахунку відгалужень газопроводу

Ділянка	Довжина, км		Витрати газу, м ³ /год	Діаметр, мм	Тиск газу, атм.	
	фактична	розрахункова			Вхід	Вихід
1-13	0,5	0,55	304,8	70	1,53	1,3
1-14	1,0	1,1	304,8	70	1,69	1,3
2-12	0,8	0,88	267	70	1,69	1,3
3-10	0,4	0,44	33,75	70	1,84	1,3
3-11	0,7	0,77	152,4	70	1,84	1,3
4-8	1,0	1,1	152,4	70	1,99	1,3
4-9	1,5	1,65	152,4	70	1,99	1,3
5-7	1,0	1,1	10048,3	200	2,24	2,0

3.30. Визначити, як необхідно змінити діаметр трубопроводу відгалуження до джерела теплоти (відгалуження 5-7), щоб забезпечити тиск газу на ввіді до споживача 1,7 атм. При розв'язанні скористатися результатами попередньої задачі.

Відповідь: 250 мм.

3.31. Використовуючи результати гідравлічного розрахунку відгалужень від головної гілки газопроводу (табл. 3.15), обчислити дійсний тиск газу на виході з відгалуження 3-11.

Відповідь: 1,73 атм.

3.32. Для наведеної на рис. 3.10 схеми газопостачання визначити витрати газу через відгалуження 2-4 до споживача II, якщо тиск газу в точці 3 дорівнює 4 атм., у точці 1 – 1,7 атм., а у точці 4 – 1,6 атм. Діаметри ділянок головної гілки та довжини ділянок наведені на рис. 3.10.

Відповідь: 4000 м³/год.

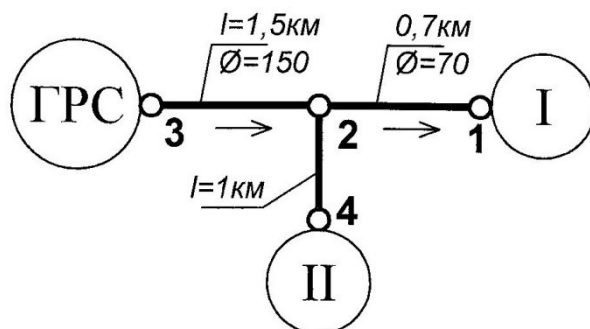


Рис. 3.10. Розрахункова схема газопостачання (до задачі 3.32): ГРС – газорозподільна станція; I...II – номери споживачів газу; 1...3 – розрахункові точки мережі

3.33. Для умов попередньої задачі визначити діаметр відгалуження 2-4, прийнявши його фактичну довжину 1000 м.

Розв'язання

1. При відомих витратах газу $g=4000$ м³/год і діаметрі трубопроводу 150 мм за номограмою для гідравлічного розрахунку газопроводів високого і середнього тиску визначаємо коефіцієнт втрат тиску на ділянці $\alpha_{д,2-3}=6$.

2. За формулою (3.5) обчислюємо тиск у точці 2:

$$P_2 = \sqrt{P_3^2 - \alpha_{д,2-3} * 1,1 * l_{2-3}} = \sqrt{4^2 - 6 * 1,1 * 1,5} = 2,47 \text{ атм.}$$

3. Знаючи тиск газу в точках 2, 4 і довжину відгалуження, обчислюємо середній коефіцієнт втрат тиску на відгалуженні 2-4:

$$\alpha_{ср} = \frac{P_2^2 - P_4^2}{(l_{2-4}) * 1,1} = \frac{2,47^2 - 1,6^2}{1 * 1,1} = 3,2.$$

4. За величинами втрат тиску газу для відгалуження $g=4000 \text{ м}^3/\text{год}$ і визначеного середнього коефіцієнта втрат тиску за номограмою знаходимо діаметр відгалуження $d=150 \text{ мм}$. При цьому дійсний коефіцієнт втрат тиску на відгалуженні дорівнює $\alpha_{д,2-4}=5$.

3.34. Потреба в природному газі для об'єктів дорівнює величинам, наведеним у табл. 3.16. Визначити діаметри трубопроводів на ділянках мережі, якщо тиск газу в точці 3 дорівнює 3,3 атм., а у точках 4,5,6 – 1,3 атм. Схему газопостачання подано на рис. 3.11. Результати розв'язання подано в табл. 3.17.

Таблиця 3.16

Вихідні дані для виконання задачі

Номер споживача	I	II	III
Витрати газу, $\text{м}^3/\text{год}$	5000	5000	5000

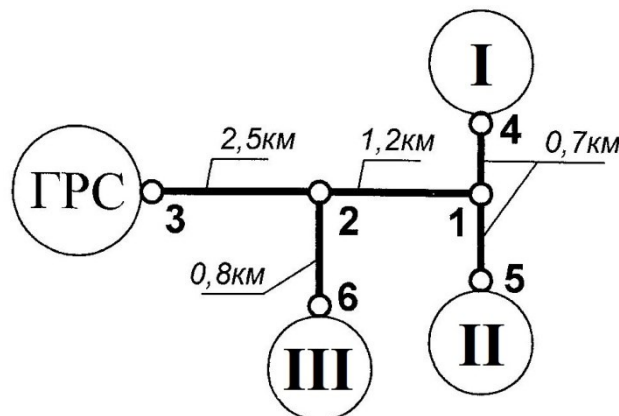


Рис.3.11. Розрахункова схема газопостачання об'єктів (до задачі 3.34)

Таблиця 3.17

Результати визначення діаметрів газопроводу на ділянках

Ділянка	3-2	2-1	1-4	1-5	2-6
Діаметр, мм	300	250	200	200	300
Дійсний коефіцієнт втрат тиску	3,0	2,0	1,4	1,4	0,6

3.35. Використовуючи результати розв'язання попередньої задачі обчислити фактичний тиск газу в кінці відгалуження до об'єкта III.

Відповідь: 1,45 атм.

3.36. За допомогою номограми для гідравлічного розрахунку визначити витрати газу на ділянці газопроводу середнього тиску, якщо довжина і діаметр трубопроводу дорівнюють відповідно 1 км і 125 мм. Тиск газу на ділянці змінюється від 3 атм. на вході до 2,2 атм. на виході з ділянки.

Відповідь: 2500 м³/год.

3.37. Для наведеної на рис. 3.12 схеми газопостачання визначити витрати газу на ділянках мережі, якщо тиск газу в розрахункових точках дорівнює величинам, поданим у табл. 3.18. Геометричні характеристики ділянок газопроводу наведено в табл. 3.19, результати обчислень – у табл. 3.20.

Таблиця 3.18

Тиск газу в розрахункових точках

Точка	1	2	3	4	5	6
Тиск газу, атм.	1,3	1,4	1,5	2,0	3,0	2,0

Таблиця 3.19

Вихідні дані до обчислень

Ділянка	4-1	4-2	4-3	5-6
Діаметр, мм	70	100	70	125
Фактична довжина, км	0,7	0,5	0,7	1,0

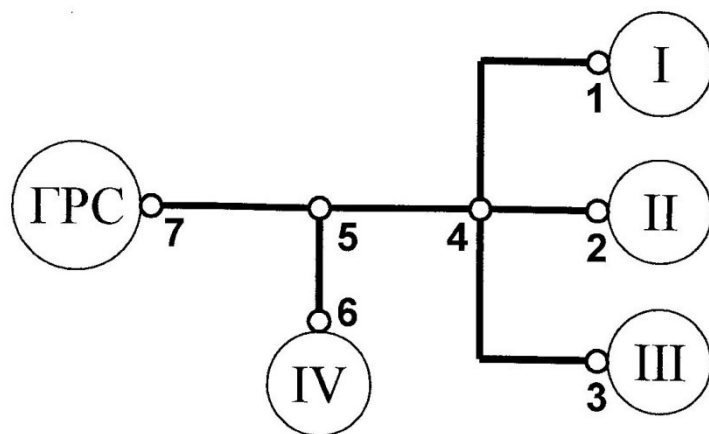


Рис. 3.12. Розрахункова схема газопостачання (до задачі 3.37)

Таблиця 3.20

Витрати газу на ділянках мережі

Ділянка	4-1	4-2	4-3	5-4	5-6	7-5
Витрати газу, м ³ /год	380	1200	310	1890	2600	4490

3.38. Використовуючи вихідні дані та результати обчислень попередньої задачі, визначити, який тиск газу необхідно підтримувати в точці 7 мережі (на виході газу з ГРС), щоб забезпечити знайдені параметри газопроводу, якщо довжина ділянки (7-5) дорівнює 2 км, а її діаметр – 200 мм.

Відповідь: 3,41 атм.

3.39. Обчислити, як порівняно з задачею 3.37, зміняться витрати газу на ділянці, якщо тиск газу на вводах до споживачів дорівнюватиме $P_1 = P_2 = P_3 = P_6 = 1,5$ атм.

Відповідь: 4800 м³/год. Витрати збільшаться в 1,07 разу.

3.40. Діаметр трубопроводу на ділянці дорівнює 200 мм, тиск газу на вході до ділянки 5 атм. Визначити, яка повинна бути фактична довжина ділянки, щоб в кінці її тиск дорівнював 3 атм. Витрати газу 4000 м³/год.

Відповідь: 18,2 км.

3.41. Визначити фактичну довжину ділянки газопроводу діаметром 150 мм, якщо витрати газу дорівнюють 4000 м³/год. Тиск газу на вході й виході ділянки прийняти такими самими, як у попередній задачі.

Відповідь: 2,9 км.

3.42. Як порівняно з задачею 3.41 зміниться величина тиску газу на виході ділянки, якщо при інших рівних умовах витрати газу дорівнюватимуть 4500 м³/год?

Відповідь: 2,4 атм. Тиск зменшиться в 1,2 разу.

3.43. Виконати гідравлічний розрахунок кільцевих газових мереж низького тиску мікрорайону (рис. 3.13), якщо газ з теплою згоряння 8500 ккал/м³ використовується на побутові і комунальні потреби. Розрахункові годинні витрати газу $Q_{розр}=1100$ м³/год. Радіус дії газорегуляторного пункту $R=800$ м. Фактична довжина ділянок мережі наведена на рис. 3.13.

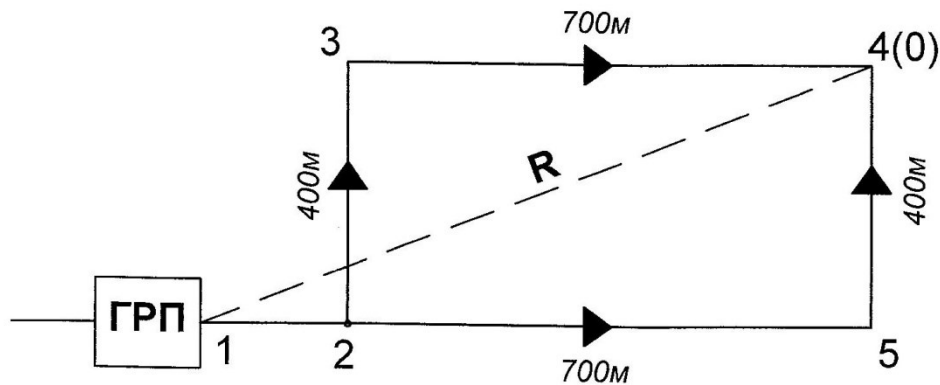


Рис. 3.13. До розрахунку мережі газопостачання (до задачі 3.43): ГРП – газорозподільний пункт; R – радіус дії ГРП

Розв'язання

1. Питомі витрати газу

$$g_{пит} = \frac{Q_{розр}}{\sum l_{розр}} = \frac{1100}{1100} = 1 \text{ м}^3/\text{ГОД.}$$

2. Визначаємо супутні й еквівалентні витрати газу на кожній розрахунковій ділянці мережі. Результати обчислень подано в табл. 3.21.

Таблиця 3.21

Супутні й еквівалентні витрати газу до розрахунку мережі
низького тиску

Розрахункова ділянка	Довжина ділянки, м		Витрати на ділянці, м ³ /год	
	фактична l_{ϕ}	розрахункова l_p	супутні g_c	еквівалентні $g_{\text{екв}}$
2-3	400	200	200	100
3-4	700	350	350	175
4-5	400	200	200	100
2-5	700	350	350	175
1-2	50			

3. На розрахунковій схемі (рис. 3.13) приймаємо напрямок потоків газу від ГРП до нульових точок 4 і 5.

4. Визначаємо транзитні й розрахункові годинні витрати газу на кожній розрахунковій ділянці мережі. Значення витрат подано в табл. 3.22.

Таблиця 3.22

Результати гідравлічного розрахунку мікрорайонних
газових мереж

Ділянка	Витрати газу, м ³ /год		Діаметр, мм	Втрати тиску		
	транзитні	розрахункові		питомі	$H \cdot l_{\phi}$, Па	$H \cdot l_{\phi} + z$
2-3	350	350+100=450	219	0,6	240	264
3-4	0	0+175=175	133	1,0	700	770
5-4	0	0+100=100	114	1,0	400	440
2-5	200	200+175=375	159	0,9	630	693
2-1		1100	273	1,0	50	55

5. Середні питомі втрати тиску на кожному півкільці від ГРП до нульової точки

$$\Delta P_{\text{ср}} = \frac{\Delta P}{1.1 * \sum l_{\text{ф}}} = \frac{1200}{1150} = 1,04,$$

де $\Delta P = 120 \text{ мм} = 1200 \text{ Па}$.

Сумарна довжина ділянок півкілець (1-2-3-4) і (1-2-5-4) однакова і дорівнює $50 + 400 + 700 = 1150 \text{ м}$.

6. За знайденими значеннями розрахункових витрат і середньою втратою тиску, користуючись номограмою, визначаємо діаметри газопроводів і фактичний питомий опір на всіх ділянках мережі H . Втрати тиску тертя обчислюємо за формулою $H_{\text{т}} = H * l_{\text{ф}}$.

З урахуванням втрат тиску в місцевих опорах ($z = 0,1 * H_{\text{т}}$) сумарні втрати тиску на ділянці дорівнюють $H_{\text{д}} = H * l_{\text{ф}} + z$.

Результати обчислень подано в табл. 3.22.

7. Втрати тиску на ділянках півкілець:

півкільце (1-2-3-4)

$$H_1 = 55 + 264 + 770 = 1089 \text{ Па},$$

півкільце (1-2-5-4)

$$H_2 = 55 + 693 + 440 = 1188 \text{ Па}.$$

Розбіжність втрат тиску в півкільцях

$$\Delta = \frac{H_1 - H_2}{H_1} = 9 \% < 10 \%, \text{ що є задовільним.}$$

3.44. Використовуючи результати обчислень за задачею 3.43, визначити матеріальну характеристику мікрорайонних газових мереж.

Відповідь: $351,25 \text{ м}^2$.

3.45. Обчислити, як зміниться матеріальна характеристика мікрорайонних газових мереж, якщо для газопостачання використовується газ з теплотою згоряння 11000 ккал/м^3 . Довжину ділянок прийняти такою самою, як у задачі 3.43.

Результати гідравлічного розрахунку наведено в табл. 3.23.

Таблиця 3.23

Характеристики ділянок газопроводів мікрорайону
(за задачею 3.45)

Ділянка	Розрахункові витрати газу, м ³ /год	Діаметр, мм	Втрати тиску		
			питомі	$H \cdot l_{\phi}$, Па	$H \cdot l_{\phi} + z$
2-3	348	159	1.6	640	704
3-4	135	133	0,7	490	539
5-4	77,4	108	0,7	280	308
2-5	289,8	159	1,0	700	770
2-1	850	219	0,5	25	27,5

Відповідь: матеріальна характеристика мікрорайонних газових мереж дорівнює 322 м². Її величина зменшилася на 9 %.

3.46. Виконати гідравлічний розрахунок кільцевих газових мереж низького тиску мікрорайонів 1 і 2 (див. рис. 3.14), якщо газ з теплою згоряння 8500 ккал/м³ використовується на побутові й комунально-побутові потреби. Розрахункові годинні витрати газу $Q_{розр} = 1400$ м³/год. Радіус дії газорегуляторного пункту $R=800$ м. Фактична довжина ділянок мережі наведена на рис. 3.14.

Результати обчислень наведено в табл. 3.24, 3.25.

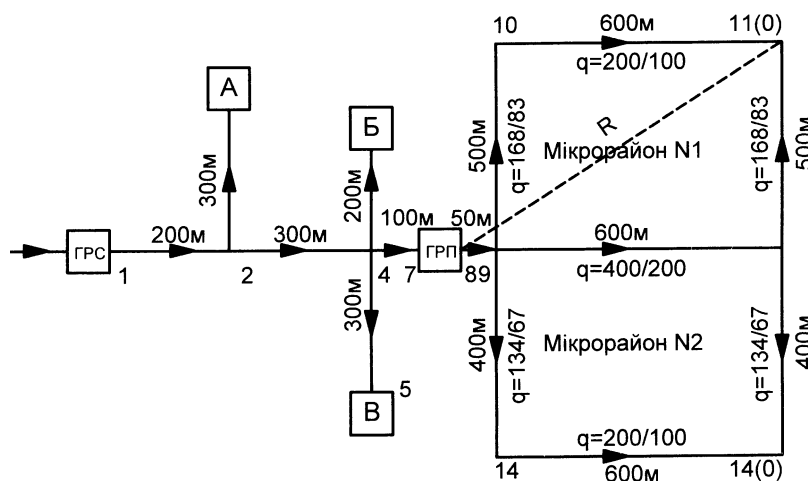


Рис. 3.14. До розрахунку газопроводів низького і середнього тиску: ГРС- газорозподільна станція; А – промислове підприємство; Б – механізована пральня; В – районна опалювальна котельня; R – радіус дії ГРП (газорозподільного пункту); q – витрата газу, м³/год (у чисельнику – супутня на ділянці, у знаменнику – еквівалентна)

Таблиця 3.24

Супутні й еквівалентні витрати газу до розрахунку мережі
низького тиску

Розрахункова ділянка	Довжина ділянки, м		Витрати газу на ділянці, м ³ /год	
	фактична l_{ϕ}	розрахункова l_p	супутні g_c	еквівалентні $g_{екв}$
9-10	500	250	166	83
10-11	600	300	200	100
11-12	500	250	166	83
12-13	400	200	134	67
13-14	600	300	200	100
14-9	400	200	134	67
9-12	600	600	400	200

Примітка: на ділянці 9-12 двобічне живлення, на інших – однобічне.

Таблиця 3.25

Розрахунок мережі низького тиску

Розрахункова ділянка	l_{ϕ} , м	Витрати газу на ділянці, м ³ /год				d , мм	Втрати тиску, кгс/м ²		
		q_c	$q_{екв}$	q_t	$Q_{розр}$		H (на 1 м)	$H l_{\phi}$ (на всю ділянку)	$H l_{\phi+z}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кільце I (первинний розрахунок)									
11-10	600	200	100	-	100	121	0,07	42	46
10-9	500	166	83	200	283	159	0,1	50	55
9-8	50	-	-	1400	1400	273	0,16	8	9
Разом									110
11-12	500	166	83	-	83	108	0,09	45	50
12-9	600	400	200	300	500	219	0,07	42	46
9-8	50	-	-	1400	1400	273	0,16	8	9
Разом									105
Кільце II (первинний розрахунок)									
13-14	600	200	100	-	100	133	0,042	25	28
14-9	400	134	67	200	267	159	0,11	44	49
9-8	50	-	-	1400	400	273	0,16	8	9
Разом									86

Продовження табл. 3.25

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
13-12	400	134	67	-	67	108	0,06	24	27
12-9	600	400	200	300	500	219	0,07	42	47
9-8	50	-	-	1400	1400	273	0,16	8	9
Разом									83
Кільце II (вторинний розрахунок)									
13-14	600	200	100	-	100	133	0,045	27	30
14-9 ¹	200	67	33,5	200	233,5	133	0,2	40	44
9 ¹ -9	200	67	33,5	267	300,5	159	0,12	24	27
9-8	50	-	-	1400	1400	273	0,16	8	9
Разом									110
13-12 ¹	200	67	33,5	-	33,5	76	0,095	19	21
12 ¹ -12	200	67	33,5	67	100,5	108	0,13	26	29
12-9	600	400	200	300	500	219	0,07	42	47
9-8	50	-	-	1400	1400	273	0,16	8	9
Разом									106

3.47. Використовуючи результати розв'язання задачі 3.25 (табл. 3.23) і вартісні показники газопроводів (див. табл. 3.26) обчислити капітальні вкладення й експлуатаційні витрати для газопроводу високого тиску.

Таблиця 3.26

Техніко-економічні показники спорудження і експлуатації
газопроводів

Діаметр, мм	Газопровід середнього тиску		Газопровід високого тиску		Маса 1 м труби
	К, грн/м	С, грн/м*р.	К, грн/м	С, грн/м*р.	
54	40,6	4,06	43,4	4,3	4,0
83	49	4,9	52,5	5,25	7,7
108	58,1	5,8	61,6	6,16	10,66
133	66,5	6,65	70,0	7,0	12,73
168	74,2	7,7	77,7	8,4	20,1
219	105	10,5	109	11,2	31,52
273	128	12,6	132,3	13,3	39,51
325	151,2	15,4	158,9	16,1	47,2
377	189	18,9	196	19,6	54,9
426	226,8	23,1	241,5	24,5	82,46
530	266	26,6	295	29,4	102,96

Розв'язання

1. За величиною діаметра газопроводу на ділянках знаходимо питомі (на 1 м довжини трубопроводу) капітальні вкладення $K_{\text{п}}$ й питомі експлуатаційні витрати $C_{\text{п}}$. Значення вартісних показників для кожної з ділянок обчислюємо за формулами

$$K_{\text{д}} = K_{\text{п}} * l_{\text{д}}, \quad (3.14)$$

$$C_{\text{д}} = C_{\text{п}} * l_{\text{д}}, \quad (3.15)$$

де $l_{\text{д}}$ – довжина ділянки, м.

Результати обчислень наведено в табл. 3.27.

2. Величину капітальних вкладень, необхідних для спорудження газопроводу системи газопостачання (рис. 3.2), знаходимо як суму капітальних вкладень спорудження окремих ділянок $K=621700$ грн. Аналогічно знаходимо величину річних експлуатаційних витрат для газопроводу в цілому $C=62170$ грн/р.

3. Загальні річні витрати для варіанта виконання газопроводу високого тиску обчислюємо за формулою (3.14). Величина коефіцієнта економічної ефективності капітальних вкладень прийнята $E=0,15$.

$$П = 621700 * 0,15 + 62170 = 155425 \text{ грн/р.}$$

Таблиця 3.27

Витрати на спорудження та утримання газопроводу високого тиску

Ділянка	Довжина, м	Діаметр, мм	Капітальні вкладення		Експлуатаційні витрати	
			питомі $K_{\text{п}}$, грн/м	на ділянці	питомі $C_{\text{п}}$, грн/м. р.	на ділянці
6-5	4000	200	96	384000	9,6	38400
5-4	2000	100	53,8	107600	5,38	10760
4-3	1000	100	53,8	53800	5,38	5380
3-2	1000	100	53,8	53800	5,38	5380
2-1	500	70	45	22500	4,5	2250
Разом				621700		62170

3.48. Використовуючи результати гідравлічного розрахунку газопроводу середнього тиску (табл. 3.13), визначити загальні річні витрати для задачі 3.23. Порівняти варіанти виконання газопроводу.

Результати обчислень наведено в табл. 3.28.

Таблиця 3.28

Витрати на спорудження та утримання газопроводу середнього тиску

Ділянка	Довжина, м	Діаметр, мм	Капітальні вкладення		Експлуатаційні витрати	
			питомі К _п , грн/м	на ділянці	питомі С _п , грн/м. р.	на ділянці
6-5	4000	300	139,6	558400	14	56000
5-4	2000	150	70,35	140700	7,2	14400
4-3	1000	125	62,3	62300	6,23	6230
3-2	1000	125	62,3	62300	6,23	6230
2-1	500	100	53,8	26900	5,38	2690
Разом				850600		85550

Відповідь: загальні річні витрати для газопроводу середнього тиску дорівнюють 213140 грн/р., що більше, ніж для варіанта газопроводу високого тиску за тих самих умов (213140 > 155425), тому другий варіант є більш привабливим.

Контрольні запитання

1. Назвати джерела газопостачання.
2. Навести класифікацію систем газопостачання.
3. Охарактеризувати систему постачання міста природним газом.
4. Назвати призначення газорозподільної станції.
5. Охарактеризувати методи прокладання розподільних і розвідних газопроводів.
6. Назвати мету гідравлічного розрахунку газових мереж.
7. Охарактеризувати структуру номограми для гідравлічного розрахунку газопроводів середнього і високого тиску.
8. Вказати, як при гідравлічному розрахунку газопроводів враховують втрати тиску в місцевих опорах.

9. Охарактеризувати структуру номограми для гідравлічного розрахунку газопроводів низького тиску.

10. Як визначають річні й годинні витрати газу на побутові потреби?

11. Назвати інженерне обладнання, що входить до складу системи газопостачання.

12. Які труби й арматура використовуються в системі газопостачання?

13. Назвати прилади для вимірювання витрат газу.

14. Що характеризує коефіцієнт корисної дії котла?

15. Назвати величини, які визначають витрати газу опалювальною котельнею.

4. ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

4.1. Визначення основних параметрів систем вентиляції

Людина знаходиться в безперервній взаємодії з зовнішнім середовищем. По-перше, людина дихає навколишнім повітрям. За добу в середньому крізь легені проходить 15 кг повітря. По-друге, повітря омиває тіло людини і знаходиться з нею в тепловому контакті.

Тому для життєдіяльності організму людини важливі такі параметри повітря:

- метеорологічні параметри (температура, відносна вологість, швидкість);
- хімічний склад повітря (відсотковий склад кисню, вуглекислоти, наявність шкідливих парів і газів);
- наявність пилу в повітрі (пил органічний, мінеральний, кварцовий, азбестовий).

Параметри зовнішнього повітря залежать від кліматичного району, у якому розташований географічний пункт, а також періоду року. Роль розрахункових параметрів зовнішнього повітря полягає в тому, що вони визначають необхідну потужність системи вентиляції, яка повинна забезпечувати задані параметри внутрішнього клімату при прийнятих розрахункових параметрах зовнішнього повітря. Температуру зовнішнього повітря у відповідних районах будівництва і кліматичні характеристики вітру та відносної вологості слід приймати відповідно до роботи [17].

До нормативних метеорологічних параметрів внутрішнього повітря відносять температуру t , °C; відносну вологість ϕ , %; швидкість V , м/с. Вказані параметри повітря диференціюють: за призначенням приміщень (житлові, громадські, адміністративно-побутові, виробничі); категорією метеорологічних умов (допустимі, оптимальні); за категорією робіт, які виконуються у приміщенні (легка, середня, важка); періодом року (теплий, холодний).

Від значень параметрів внутрішнього повітря приміщень залежить енергоспоживання в системах вентиляції і кондиціонування повітря. У зв'язку з цим параметри внутрішнього

повітря слід приймати обґрунтовано. Рекомендується приймати як розрахункові верхні значення температури і відносної вологості в теплий період і нижні значення у холодний період року.

Як приклад, у табл. 4.1 наведено оптимальні значення температури, відносної вологості та швидкості повітря у приміщеннях житлових, громадських і адміністративно-побутових будівель.

Таблиця 4.1

Оптимальні параметри повітря

Період року	Температура, °С	Відносна вологість, %	Швидкість повітря, м/с
Теплий	20 ... 22	30 ... 60	0,2
	23 ... 25	30 ... 60	0,3
Холодний	20 ... 22	30 ... 45	0,2

Надлишок (або нестача) теплоти і вологи, наявність шкідливих парів, газів і пилу в повітрі визначають негативну дію середовища на людину і називаються шкідливостями. Завданням вентиляції і є боротьба з вказаними шкідливостями.

Заміна забрудненого повітря, яке знаходиться у приміщенні, чистим повітрям називається повітрообміном. Повітрообмін можна обчислити за рівнем шкідливостей або за кратністю. Методика розрахунку повітрообміну наведена в роботах [18, 19].

Пил – це сукупність частинок твердої або рідкої речовини в повітрі. Зважені в повітрі частинки називаються аерозолями. За походженням пил буває мінеральним і органічним (рослинного і тваринного походження); за дією на людину розрізняють нейтральний, токсичний (отруйні речовини), кремнієвий, азбестовий (канцероген) пил. За розмірами частинок пил буває крупним (більше 50 мкм), середньої дисперсності (від 50 до 10 мкм), дрібнодисперсним (менше 10 мкм). Дрібнодисперсний найбільш важко уловлюється фільтрами і є найбільш небезпечним.

За класами небезпечності шкідливі пари і гази поділяють на надзвичайно небезпечні (I клас); високонебезпечні (II клас); помірнонебезпечні (III клас); малонебезпечні (IV клас). За

характером дії розрізняють задушливі (синильна кислота), які діють на органи дихання; подразнюючі (хлор, аміак), які діють на поверхню слизової; наркотичні (ацетон, бензин), які діють на нервову систему; такі, що отруюють (оксид вуглецю), які діють на організм у цілому.

Оскільки абсолютно виключити потрапляння шкідливих парів і газів у повітря приміщення неможливо, їх вміст у повітрі лімітується гранично допустимими концентраціями (ГДК), які виражені у грамах або міліграмах на метр кубічний, г/м^3 , мг/м^3 . Величина ГДК залежить від шкідливості речовини. Для розбавлення шкідливості система вентиляції повинна подати у приміщення об'єм свіжого повітря, який визначається з рівняння

$$L = \frac{C}{\text{ГДК} - C_{\text{пр}}}, \quad (4.1)$$

де C – кількість шкідливості, яка надходить у приміщення, г/год ;

ГДК , $C_{\text{пр}}$ – відповідно гранично допустима концентрація даної шкідливості та її концентрація у припливному повітрі, г/м^3 .

Обчислення повітрообміну для видалення надлишкової теплоти ($Q_{\text{над}}$) здійснюють за формулою

$$V_{\text{T}} = \frac{Q_{\text{над}}}{C_{\text{п}}(t_{\text{вид}} - t_{\text{пр}})\rho}, \quad (4.2)$$

де $C_{\text{п}}$, ρ - питома теплоємність і густина повітря;

$t_{\text{вид}}$, $t_{\text{пр}}$ – температура повітря, що видаляють з приміщення, і припливного повітря відповідно.

Надлишкову кількість теплоти у приміщеннях, яку необхідно видаляти за допомогою системи вентиляції, визначають як різницю надходжень теплоти від різних джерел Q_1 і втрат теплоти через зовнішні огороження $Q_{\text{вт}}$:

$$Q_{\text{над}} = Q_1 - Q_{\text{вт}}. \quad (4.3)$$

У загальному випадку до приміщення можуть надходити теплота й волога від таких джерел:

- через огорожувальні конструкції приміщення;
- світлові прорізи;
- від технологічного обладнання;
- виробів і матеріалів, температура яких значно відрізняється від температури повітря приміщення;
- людей, які знаходяться в даному приміщенні.

Для адміністративно-побутових і громадських будівель найбільш імовірні шкідливості і джерела їх надходження:

- теплота від сонячної радіації крізь світлові прорізи;
- теплота від суміщеного покриття;
- теплота й волога від людей.

Надходження теплоти від сонячної радіації крізь світлові прорізи може бути суттєвим, особливо при південно-східній, південній і південно-західній орієнтації світлових прорізів.

Розрахунок виконується відповідно до методики [20]. Орієнтація світлових прорізів по сторонах світу, розрахункова година доби, загальна площа застелення, а також географічна широта місця розташування є індивідуальною характеристикою об'єкта.

Розрахунок надходження теплоти через суміщене покриття виконується з використанням методики [20]. Розрахункова практика показує, що ця кількість теплоти незначна і при орієнтовних розрахунках надходжень теплоти і вологи у приміщення може не враховуватись.

Розрахунок надходження теплоти і вологи від людей виконують відповідно до роботи [19].

Кількість теплоти, кВт, і вологи, кг/год, що надходить у приміщення від людей, визначають за формулами

$$Q_n^{\text{л}} = n \cdot q, \quad (4.4)$$

$$W = n \cdot w, \quad (4.5)$$

де n – кількість людей у приміщенні;

q , w – відповідно кількість теплоти і вологи, що надходить у приміщення від однієї людини.

Повітрообмін, необхідний для видалення надлишкової вологи, визначають за формулою

$$V_B = \frac{G_{\text{вл}}}{(d_2 - d_1)\rho}, \quad (4.6)$$

де $G_{\text{вл}}$ – кількість водяних парів, що виділяються у приміщенні;
 d_2, d_1 – вологовміст повітря, що видаляють з приміщення, і припливного повітря відповідно

Атмосферне повітря, яке складається з кисню, азоту, вуглекислоти і невеликої кількості інертних газів, завжди містить деяку кількість водяної пари. Тому навколишнє повітря є вологим. Основними параметрами, які визначають стан повітря, є температура, відносна вологість, вологовміст, тепловміст (ентальпія).

Відносна вологість повітря, яка є одним з основних метеорологічних параметрів, визначається за формулою

$$\varphi = \frac{P_n}{P_{\text{нп}}} 100\%, \quad (4.7)$$

де P_n – парціальний тиск водяних парів у повітрі даного стану;
 $P_{\text{нп}}$ – парціальний тиск насиченої пари.

Відносна вологість повітря визначається як виражене в частках одиниці або відсотках відношення парціального тиску водяної пари даного стану до парціального тиску насиченої водяної пари при тих самих температурі і тиску.

Вологовміст вологого повітря даного стану d визначається як кількість взятої у грамах маси водяної пари, яка припадає на 1 кг сухого повітря, і може бути визначений за формулою, г/кг сухого повітря,

$$d = 622 \frac{P_n}{P_\sigma - P_n}. \quad (4.8)$$

Ентальпія (тепловміст) вологого повітря складається з ентальпії сухого повітря I_B та ентальпії водяної пари I_P , кДж/кг сухого повітря:

$$I_{B.B.} = I_B + I_P . \quad (4.9)$$

Ентальпію вологого повітря можна подати як, кДж/кг,

$$I_{B.B.} = 1,005t + (2500 + 1,8t)d \cdot 10^{-3}. \quad (4.10)$$

Густина повітря ρ може бути визначена за рівнянням Клапейрона, кг/м³,

$$\rho = \frac{P_b \cdot \mu_b}{R \cdot T} , \quad (4.11)$$

де P_b – барометричний тиск, Па;

$\mu_b = 29$ кг/моль – молекулярна маса повітря;

$R = 8314$ Дж/(К·кмоль) – універсальна газова постійна;

T – температура повітря, К.

Нормальними (стандартними) параметрами повітряного середовища в техніці вентиляції та кондиціонування прийнято $P_b = 101325$ Па, $T = 293$ К, $\rho = 1,2$ кг/м³.

На тепловий стан повітря приміщення впливають різні зовнішні та внутрішні фактори, що викликає зміну цього стану. Розрахунки процесів зручно виконувати графічним методом за допомогою I-d діаграми (рис. 4.1, дод. 15).

На площині I-d діаграми нанесено лінії рівного вологовмісту d , рівної ентальпії I , рівної відносної вологості φ , ізотерми (лінії незмінної температури t). При відомих двох із названих величин, що характеризують стан вологого повітря, у точці перетину відповідних ліній можна визначити всі інші. Важливими параметрами вологого повітря є такі, наприклад, як температура мокрого термометра і температура точки роси. Температурою мокрого термометра t_m повітря даного стану називають температуру насиченого повітря (тобто при $\varphi = 100\%$), визначену при $i = \text{const}$ (рис. 4.2).

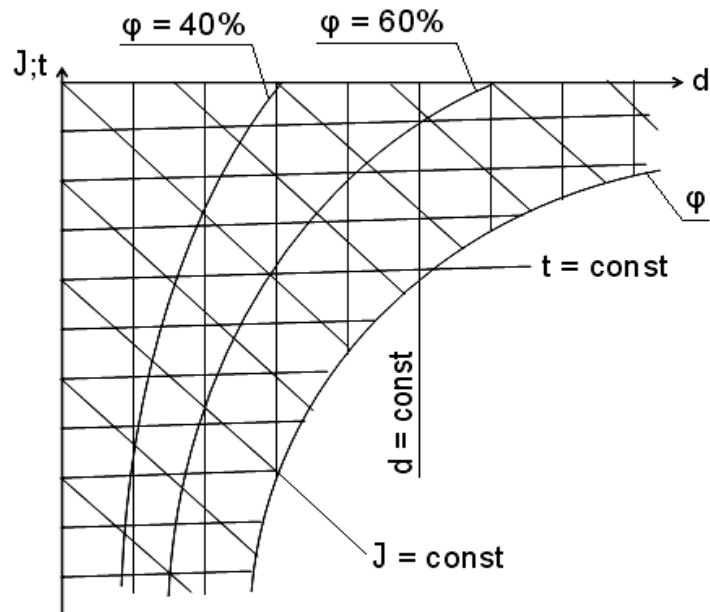


Рис. 4.1. Основні лінії I-d діаграми

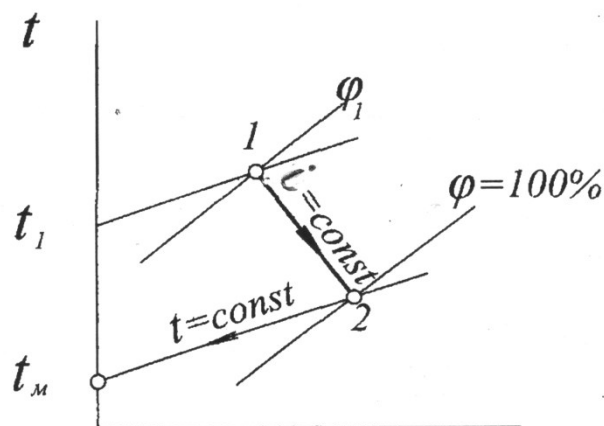


Рис. 4.2. Визначення температури мокрого термометра

Температурою точки роси даного стану t_p називають насиченого повітря $\varphi = 100\%$, визначену при незмінному вологовмісті ($d = \text{const}$, рис. 4.3).

Використовуючи I-d діаграму, можна визначити витрати теплоти для зміни тепловмісту повітря (рис. 4.4). Для цього необхідно на полі діаграми знайти точку, що характеризує початковий стан повітря, і визначити його ентальпію (точка 1). Визначивши аналогічно ентальпію в кінцевій точці процесу

(точка 2), витрати теплоти, необхідні для зміни стану, знаходять як різницю ентальпій $I_1 - I_2$. Процеси зволоження і нагріву повітря можуть відбуватися одночасно. Такі процеси мають місце, наприклад, у тих приміщеннях, де знаходяться люди (кінотеатри, театри, зали нарад і таке інше). В I-d діаграмі процес представлений лінією 1-2 (Рис. 4.5). Умовно його можна поділити на два процеси, які відбуваються послідовно, 1-1' і 1'-2.

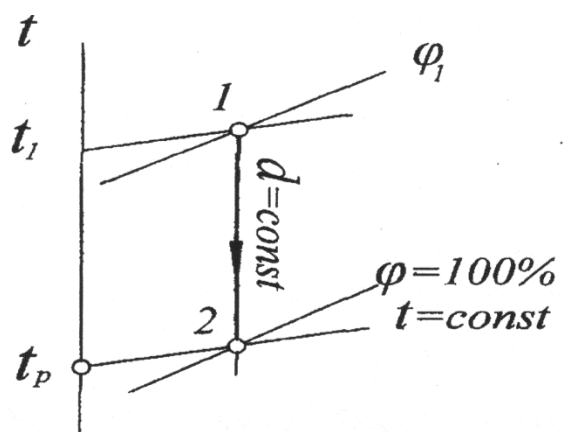


Рис. 4.3. Визначення температури точки роси

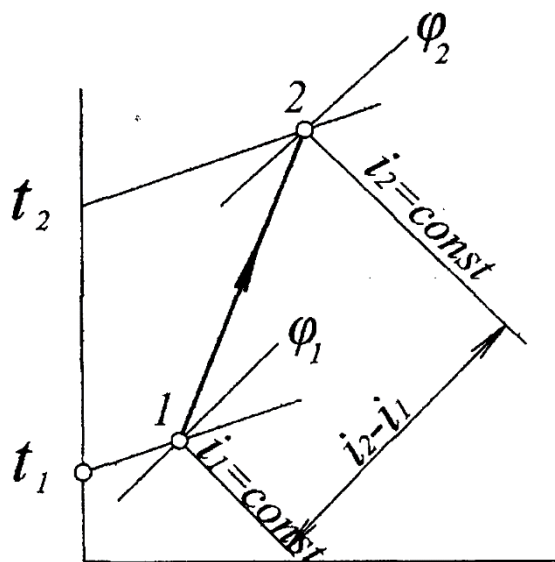


Рис. 4.4. Визначення тепловмісту повітря

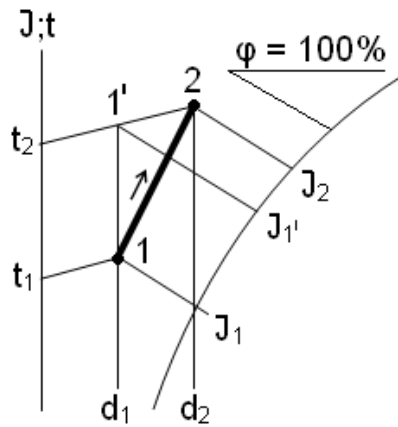


Рис. 4.5. Процес нагріву повітря з одночасним його зволоженням

Лінія 1-1' характеризує процес нагріву повітря з постійним вологовмістом, що умовно протікає. Зростання ентальпії в цьому процесі називається явною теплотою

$$\Delta I_{\text{я}} = I_{1'} - I_1.$$

Її величина обумовлена виключно збільшенням температури повітряно-парової суміші.

Лінія 1'-2 співпадає з ізотермою t_2 і показує ту частину загального збільшення ентальпії, яка обумовлена збільшенням вологовмісту: $\Delta I_{\text{ск}} = I_2 - I_{1'}$. Це прирощення називається прихованою теплотою, оскільки на зміну цієї теплоти не реагує термометр.

Очевидно, що

$$\Delta I_{\text{я}} + \Delta I_{\text{ск}} = I_2 - I_1 = \Delta I_{\text{п}}, \quad (4.12)$$

де $\Delta I_{\text{п}}$ – повне прирощення ентальпії у процесі 1-2.

Залежно від співвідношення явної і прихованої теплоти буде змінюватися спрямованість променя процесу 1-2. Цю спрямованість прийнято характеризувати відношенням

$$\frac{I_2 - I_1}{\frac{d_2 - d_1}{10^3}} = \varepsilon \quad (4.13)$$

і позначати ε кутовим коефіцієнтом процесу (рис. 4.6).

Якщо $\varepsilon' = \varepsilon$, то промені процесів, які вони характеризують, паралельні один одному.

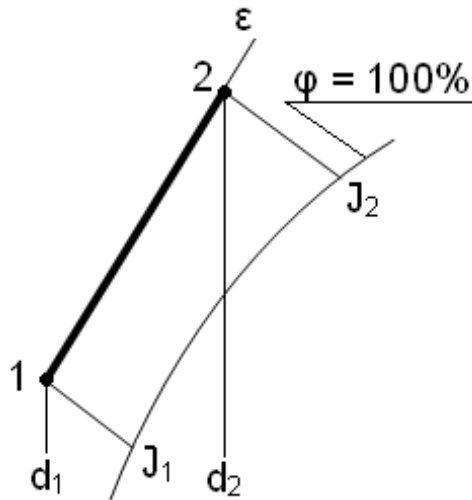


Рис. 4.6. Кутовий коефіцієнт процесу

Розрахункові задачі

4.1. Визначити необхідний повітрообмін у приміщенні, якщо загальна кількість оксиду вуглецю, що надходить до нього, $C = 18$ г/год. Вміст оксиду вуглецю у припливному повітрі і гранично допустима концентрація цього газу відповідно дорівнюють 2 мг/м^3 і 20 мг/м^3 .

Розв'язання

Повітрообмін у приміщенні дорівнює

$$L = \frac{C}{\text{ГДК} - C_{\text{пр}}} = \frac{18 \cdot 10^3}{20 - 2} = 1000 \text{ м}^3/\text{год.}$$

4.2. Обчислити витрати повітря для видалення надлишкової теплоти з приміщення, якщо сума надходжень теплоти у приміщення становить 500 Вт , а втрати теплоти через огороження дорівнюють 400 Вт . Температура повітря, що видаляється, і припливного повітря дорівнює відповідно $t_{\text{вид}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{пр}} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$. Питому теплоємність і густину повітря прийняти відповідно $1005 \text{ Дж/кг}\cdot^\circ\text{C}$ та $1,2 \text{ кг/м}^3$.

Відповідь: $0,0207 \text{ м}^3/\text{с} = 74 \text{ м}^3/\text{год.}$

4.3. Як для умов попередньої задачі зміняться витрати повітря, якщо температура припливного повітря становитиме 17 °С?

Відповідь: 99,5 м³/год; збільшаться в 1,3 разу.

4.4. Обчислити необхідний для приміщення повітрообмін, шкідливі виділення у якому характеризуються наведеними в табл. 4.2 даними. Інші необхідні для обчислень дані подано в табл. 4.3.

Таблиця 4.2

Характеристики надходжень у приміщенні

Параметр	Величина
Надлишкова теплота, Вт	250
Надлишкове вологовиділення, г/год	3000
Виділення оксиду вуглецю, г/год	4,0

Таблиця 4.3

Вихідні дані до задачі 4.4

Параметр	Величина
Гранично допустима концентрація (ГДК) оксиду вуглецю, мг/м ³	20
Повітря, що видаляють:	
температура, °С	21
вологоміст, г/кг	15
Припливне повітря:	
температура, °С	18
вологоміст, г/кг	15
концентрація оксиду вуглецю, мг/м ³	15
Теплофізичні характеристики повітря:	
питома теплоємність, Дж/кг·°С	1005
густина, кг/м ³	1,2

Розв'язання

1. Витрати повітря для видалення (асиміляції) надлишкової теплоти

$$V_T = \frac{Q_{\text{над}}}{c_p(t_{\text{вид}} - t_{\text{пр}})\rho} = \frac{250}{1005(20 - 18) \cdot 1,2} 0,069 \text{ м}^3/\text{с} = 74 \text{ м}^3/\text{год.}$$

2. Витрати повітря для видалення надлишкової вологи

$$V_B = \frac{G_{\text{вл}}}{(d_2 - d_1)\rho} = \frac{3000}{(15 - 10) \cdot 1,2} = 500 \text{ м}^3/\text{год.}$$

3. Витрати повітря для видалення оксиду вуглецю

$$L = \frac{C}{\text{ГДК} - C_{\text{пр}}} = \frac{4 \cdot 10^3}{20 - 2} = 222,2 \text{ м}^3/\text{год.}$$

4. Необхідний для приміщення повітрообмін визначаємо як максимальні витрати повітря за пунктами 1-3. $L = 500 \text{ м}^3/\text{год.}$

4.5. Обчислити повітрообмін для приміщення, у якому зафіксовано надлишкову теплоту і вологу та виділення шкідливих газів (оксиду вуглецю). Вихідні дані для обчислень подано в табл. 4.4. Теплофізичні характеристики повітря прийняти за табл. 4.3.

Таблиця 4.4

Вихідні дані для визначення повітрообміну у приміщенні

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Надходження теплоти, кВт	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
Втрати теплоти через огороження, кВт	0,15	0,2	0,25	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,4
Надлишкове волого виділення, тис. г/год	1,2	1,2	1,5	1,5	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0	1,8
Виділення оксиду вуглецю, г/год	5	6	7	8	9	10	11	12	10	8
Видалене повітря: температура, °С	23	23	23	22	22	22	21	21	21	20
вологівміст, г/кг	14	15	16	17	18	17	16	15	14	14
Припливне повітря: температура, °С	18	19	20	18	19	20	18	19	20	18
вологівміст, г/кг	7,5	8,2	8,0	7,0	7,5	7,5	7,0	8,5	8,9	7,0
концентрація оксиду вуглецю, мг/м ³	1,5	1,5	1,6	1,6	1,7	1,7	1,8	1,8	1,9	1,9
ГДК оксиду вуглецю, мг/м ³	20	20	22	22	24	24	20	20	18	18

4.6. Використовуючи I-d діаграму вологого повітря, визначити кількість припливного повітря для асиміляції 2,5 кВт теплової енергії, якщо температура внутрішнього повітря дорівнює 20 °С, а його відносна вологість 55 %. Параметри припливного повітря, $t_{\text{пр}} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{пр}} = 70 \text{ } \%$.

Розв'язання

1. За допомогою I-d діаграми на перетині лінії $\varphi_{\text{вид}} = 55 \text{ } \%$ та ізотерми $t_{\text{вид}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ знаходимо ентальпію повітря, що видаляють (внутрішнього повітря), $i_{\text{вид}} = 9,5 \text{ ккал/кг} = 39,8 \text{ кДж/кг}$.

2. Аналогічно на перетині лінії $\varphi_{\text{пр}} = 70 \text{ } \%$ та ізотерми $t_{\text{пр}} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$ знаходимо ентальпію припливного повітря $i_{\text{пр}} = 8,0 \text{ ккал/кг} = 33,5 \text{ кДж/кг}$.

3. Витрати повітря для асиміляції вказаної теплоти обчислюємо за формулою

$$V_T = \frac{Q_{\text{над}}}{c_p(t_{\text{вид}} - t_{\text{пр}})\rho} = \frac{Q_{\text{над}}}{(i_{\text{вид}} - i_{\text{пр}})\rho} \frac{2,5}{(39,8 - 33,5) * 1,2} = 0,33 \text{ м}^3/\text{с} = 1191 \text{ м}^3/\text{год}.$$

4.7. За допомогою I-d діаграми вологого повітря обчислити витрати припливного повітря для асиміляції надлишкової вологи у приміщенні, якщо параметри внутрішнього повітря (те, що видаляють) дорівнюють $t_{\text{в}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{в}} = 60 \text{ } \%$, а припливне (зовнішнє) повітря характеризується параметрами $t_{\text{пр}} = 14 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{пр}} = 50 \text{ } \%$.

Розв'язання

1. На I-d діаграмі знаходимо положення точки, що характеризує стан внутрішнього повітря (перетин лінії $\varphi_{\text{в}} = 60 \text{ } \%$ та ізотерми $t_{\text{в}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) і визначаємо вологовміст повітря, що видаляють, $d_2 = 8,7 \text{ г/кг}$.

2. Аналогічно на перетині лінії $\varphi_{\text{пр}} = 50 \text{ } \%$ та ізотерми $t_{\text{пр}} = 14 \text{ }^\circ\text{C}$ знаходимо положення точки, що характеризує стан припливного повітря, і визначаємо його вологовміст $d_1 = 5,3 \text{ г/кг}$.

3. Витрати припливного повітря обчислюємо за формулою

$$V_B = \frac{G_{\text{вл}}}{(d_2 - d_1)\rho} = \frac{500}{(8,7 - 5,3) * 1,2} = 147 \text{ м}^3/\text{год}.$$

4.8. Визначити необхідний повітрообмін для забезпечення у приміщенні температури повітря 20 °С при відносній вологості 60 %. Приміщення призначене для перебування в ньому 40 осіб; теплові навантаження від розміщеного у приміщенні обладнання становить 700 Вт. Надходження теплоти і вологи від однієї особи прийняти за табл. 4.5, 4.6. Параметри припливного повітря прийняти за табл. 4.7.

Таблиця 4.5

Надходження теплоти від однієї особи q

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
q , Вт/люд	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115

Таблиця 4.6

Надходження вологи від однієї особи ω

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
ω , г/год	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105

Таблиця 4.7

Параметри припливного повітря

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Температура, °С	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Відносна вологість, %	45	45	50	50	55	55	45	40	60	50

4.9. Визначити витрати теплоти для нагріву повітря з параметрами $t_{\text{пр}} = 5$ °С, $\varphi_{\text{пр}} = 70$ % до температури $t_{\text{в}} = 20$ °С при відносній вологості $\varphi_{\text{в}} = 60$ %, якщо витрати повітря дорівнюють 2 кг/с.

Відповідь: 54470 Вт.

4.10. Обчислити теплову потужність калорифера системи вентиляції споруди для нагріву повітря до температури 20 °С при відносній вологості 55 %. Витрати повітря прийняти за табл. 4.8, параметри припливного повітря – за табл. 4.7.

Таблиця 4.8

Витрати повітря для системи вентиляції G_v

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
G_v , кг/с	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	0,9	0,8	0,7

4.11. Визначити витрати теплоти для нагріву повітря в калорифері за 240 год роботи системи вентиляції, якщо тепловміст (ентальпія) припливного повітря дорівнює 4,5 кДж/кг, а його витрати становлять 1,2 кг/с. Параметри внутрішнього повітря прийняти за табл. 4.9. Нагрів здійснюється при незмінній відносній вологості повітря.

Таблиця 4.9

Параметри внутрішнього повітря

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Температура, °С	15	17	20	15	17	20	15	17	20	21
Відносна вологість, %	50	50	50	55	55	55	60	60	60	60

4.12. Визначити витрати теплоти, яку необхідно відвести в системі кондиціонування повітря від зовнішнього повітря з температурою 30 °С при відносній вологості 50 %. Витрати повітря становлять 0,2 кг/с.

Відповідь: 4358 Вт.

4.13. Визначити відносну вологість повітря у приміщенні, якщо до зовнішнього (припливного) повітря з параметрами $t_{пр} = 10$ °С, $\varphi_{пр} = 70$ % при підведенні 4 кВт теплоти його температура збільшується до 19 °С.

Розв'язання

1. За I-d діаграмою вологого повітря за температурою зовнішнього повітря знаходимо величину ентальпії припливного повітря $i_{пр} = 5,6$ ккал/кг.

2. Питомий тепловий потік, що підводять до повітря,

$$q = \frac{Q}{G} = \frac{4}{0,3} = 13,3 \text{ кДж/кг} = 3,18 \text{ ккал/кг.}$$

3. Тепловміст (ентальпія) повітря в кінцевому стані (після нагріву)

$$i = i_{\text{пр}} + q = 5,6 + 3,18 = 8,78 \text{ ккал/кг.}$$

4. За допомогою I-d діаграми на перетині лінії $i=8,78$ ккал/кг та ізотерми 20°C знаходимо точку, що характеризує стан повітря і відносну вологість.

Відповідь: відносна вологість дорівнює 50 %.

4.14. Визначити температуру нагріву повітря в калорифері з тепловою продуктивністю Q (табл. 4.10), якщо температура зовнішнього повітря 14°C , а відносна вологість 60 %. Вважати, що нагрів здійснюється при постійній відносній вологості.

Таблиця 4.10

Теплова продуктивність калорифера Q

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Q , кВт	1,5	1,7	2,0	2,2	2,5	2,7	3,0	3,2	3,4	3,6

4.15. За допомогою I-d діаграми визначити відносну вологість повітря, що має температуру, значення якої наведено в табл. 4.11. Температура мокрого термометра дорівнює t_m (табл. 4.12).

Таблиця 4.11

Температура вологого повітря t

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
t , $^\circ\text{C}$	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26

Таблиця 4.12

Температура мокрого термометра t_m

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
t_m , $^\circ\text{C}$	15	15	15	18	18	18	19	19	20	20

4.16. За допомогою I-d діаграми визначити точку роси для заданої температури повітря (табл. 4.13) і відносної вологості (табл. 4.14).

Таблиця 4.13

Температура вологого повітря t

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t, ^\circ\text{C}$	30	28	26	24	22	20	19	18	17	16

Таблиця 4.14

Відносна вологість повітря $\varphi_{\text{в}}$

Варіант	1	2	3	4	5	6	7		8	9	0
$\varphi_{\text{в}}, \%$	95	90	85	80	75	70	65		60	55	50

4.17. За допомогою I-d діаграми визначити температуру мокрого термометра для повітря з температурою t (табл. 4.15) і відотною вологістю, значення якої наведено в табл. 4.16.

Таблиця 4.15

Температура вологого повітря t

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t, ^\circ\text{C}$	17	17	17	19	19	20	20	22	22	24

Таблиця 4.16

Відносна вологість повітря $\varphi_{\text{в}}$

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$\varphi_{\text{в}}, \%$	40	60	80	40	70	40	80	50	60	60

4.18 Використовуючи I-d діаграму, визначити зміну тепловмісту, якщо повітря з параметрами $t = 29 ^\circ\text{C}$, $\varphi = 50 \%$ охолодити до стану точки роси.

Відповідь: $3 \text{ ккал/кг} = 12,57 \text{ кДж/кг}$.

4.19. Визначити витрати теплоти, яку необхідно відвести від повітря з параметрами $t = 29\text{ }^{\circ}\text{C}$, 60 %, щоб охолодити його до стану, який характеризується такими параметрами: температура дорівнює температурі точки роси, відносна вологість 80 %. Витрати повітря становлять 0,4 кг/с.

Відповідь: 6,36 кВт.

4.20. Початковий стан повітря характеризується такими параметрами: температура $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, відносна вологість 60 %. Повітря охолоджують до $19\text{ }^{\circ}\text{C}$. Встановити, чи можливе при цьому випадіння роси.

Відповідь: випадіння роси в даному випадку неможливе; температура точки роси дорівнює $16,9\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4.2. Призначення, класифікація, улаштування, робота систем вентиляції та кондиціонування повітря

Системи вентиляції слід передбачати для забезпечення допустимих метеорологічних умов і чистоти повітря в зоні, яка обслуговується, або в робочій зоні приміщень (на постійних і тимчасових робочих місцях).

Системи вентиляція і кондиціонування повітря у холодний період року взаємодіють з системою опалення будівлі для забезпечення необхідних параметрів повітря в приміщеннях.

Системи вентиляції класифікують за призначенням (загальнообмінна, місцева припливна, місцева витяжна); засобом змушування повітря до руху (природна, механічна); конструктивними особливостями (канална, безканална).

Завданням припливної вентиляції є подача в приміщення повітря, яке забезпечує потрібні метеорологічні умови.

Завданням витяжної вентиляції є видалення забрудненого повітря з приміщення.

Припливно-витяжною називається система вентиляції, що здійснює для певного приміщення приплив і видалення повітря, причому обсяги припливу й видалення певним чином балануються між собою. Можлива самотійна робота в приміщенні припливної або витяжної системи. При цьому

відповідно видалення повітря здійснюється природною вентиляцією через витяжні канали або нещільності огорожень, а приплив - через нещільності огорожень.

Загальнообмінна вентиляція передбачає видалення повітря з усього об'єму приміщення і використовується, як правило, за відсутності фіксованих місць виділення шкідливостей.

Місцева припливна вентиляція має на меті створення заданих метеорологічних умов в обмеженому об'ємі приміщення, або здійснення «бар'єрної» функції для небажаних переміщень повітря (створення повітряного оазису, повітряного душу). Наприклад, місцева припливна вентиляція застосовується для обслуговування людей, які працюють біля поверхонь з високою температурою.

Місцева витяжна вентиляція має на меті: видалення шкідливостей у місцях їх найбільших концентрацій. Це дозволяє обмежуватися мінімальним обсягом витяжки й забезпечити мінімум експлуатаційних витрат.

Природна вентиляція, тобто вентиляція без вентиляторів, може бути припливною і витяжною.

Припливна природна вентиляція може здійснюватись під дією тепловиділень у приміщенні й вітрового тиску зовнішнього повітря. Спеціально регульована припливна природна вентиляція називається аерацією.

Витяжна природна канална вентиляція застосовується в житлових, громадських та адміністративно-побутових будинках для видалення забрудненого повітря.

При природній вентиляції повітрообмін здійснюється за рахунок різниці щільності зовнішнього і внутрішнього повітря приміщення, а також за рахунок дії вітру.

Різниця щільності повітря зумовлена різницею його температур, а дія вітру на огороження будівель створює надлишковий тиск на навітряному боці будівлі, що дозволяє повітрю проникати всередину будівлі через вентиляційні отвори (фрамуги) або нещільності огороження.

Аерацією називається регульований повітрообмін при природній вентиляції.

Аерація, що здійснюється під дією різниці щільності повітря, можлива в будівлях будь-якого призначення.

Аерацію застосовують, як правило, у цехах зі значними тепловиділеннями, якщо концентрація пилу і шкідливих газів у припливному повітрі не перевищує 30 % МДК [18] робочої зони. У цьому випадку великі об'єми повітря, що надходять природним шляхом до будівлі і асимілюють надлишки теплоти або інші шкідливості, роблять аерацію найбільш економічним і ефективним засобом повітрообміну.

Однак аерація має і суттєві недоліки:

- відсутність можливості надійного регулювання температури по площі робочої зони;
- не може застосовуватися попереднє очищення повітря від пилу.

Циркуляція потоків повітря в загальному випадку визначається такими факторами:

- місце розташування джерела теплоти за висотою приміщення;
- інтенсивність джерела теплоти;
- співвідношення площі джерела теплоти і приміщення.

Аерація під дією вітрового тиску

Аерація, що здійснюється під дією вітрового тиску, має менші можливості щодо ефективного регулювання повітрообміну, ніж аерація при надлишках теплоти. Причина в тому, що, хоча вітер є завжди, швидкість і напрям руху повітряних мас при вітрі суттєво змінні. Тому цей вид аерації слід намагатися використовувати тоді, коли інші можливості відсутні.

При взаємодії потоку з навітряним боком будівлі змінюються напрямок і величина швидкості потоку. На навітряному боці формується надлишковий тиск, а на підвітряному – його нестача. Величини цих тисків залежать від швидкості вітру, конфігурації будівлі, попередньої історії потоку, куту між напрямком швидкості потоку й стіною будівлі.

Природна витяжна канална вентиляція

Ця система широко застосовується в житлових, громадських та адміністративних будинках. Вентиляція працює під дією гравітаційних сил, обумовлених різницею температур внутрішнього і зовнішнього повітря. Механізм дії такої системи у своїй основі аналогічний аерації під дією надлишків теплоти. Тиск при розрахунках систем природної витяжної каналної вентиляції визначається за формулою, Па,

$$P_{\text{расп}} = g H (\rho_3 - \rho_{\text{вн}}), \quad (4.14)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с²;

H – різниця позначок центра повітроприймальної решітки та гирла шахти, м;

$\rho_3, \rho_{\text{вн}}$ – відповідно густина зовнішнього і внутрішнього повітря, кг/м³.

При розрахунках систем густина зовнішнього повітря визначається при температурі $t_3=5$ °С, а густина внутрішнього повітря - при розрахунковій температурі холодного періоду.

Схема вентиляції будівлі показана на рис. 4.7, повітроприймальні решітки для входження повітря виготовляють з металу або пластмаси. Площа «живого перерізу» решіток повинна пропускати потрібну кількість повітря, що видаляється, при швидкості потоку 0,6 м/с (для верхніх поверхів) і 1 м/с (для нижніх поверхів). «Живий переріз» решіток складає приблизно половину їх загальної площі, що повинно враховуватися при проектуванні.

Витяжні вертикальні канали в житлових і громадських будівлях обладнують у внутрішніх цегляних стінах або приставляють до перегородок у вигляді вентиляційних блоків заводської готовності (рис. 4.8). Виготовляються блоки зі шлако- або вапногіпсових плит. Кожне приміщення, що вентилується, обладнують індивідуальним витяжним каналом.

Витяжні вертикальні канали природної вентиляції об'єднуються розташованим на горищі (або в підшивці до сумісного покриття будівлі без горища) збірним вентиляційним коробом, який розташовують на горищі (або в підшивці до сумісного покриття будівлі без горища). Такий короб об'єднує канали лише функціонально однотипних приміщень. Видалення із санвузлів у всіх випадках об'єднується в самостійну систему. Збірні коробки монтують з порожнинних плит (шлакогіпсових плит та інших матеріалів), які забезпечують теплоізоляцію внутрішньої поверхні каналу і герметичність конструкції (рис. 4.9).

Витяжну шахту виготовляють із легкого бетону. Її висота визначається розрахунком необхідного тиску для верхніх поверхів будівлі, що знаходяться в найбільш несприятливих умовах. На схемі будівлі (рис. 4.7) верхній поверх має меншу різницю позначок h_1 . Витяжна шахта закінчується оголовком, що запобігає потраплянню атмосферних опадів усередину шахти, або дефлектором. На житлових будівлях встановлювати дефлектори не рекомендується.

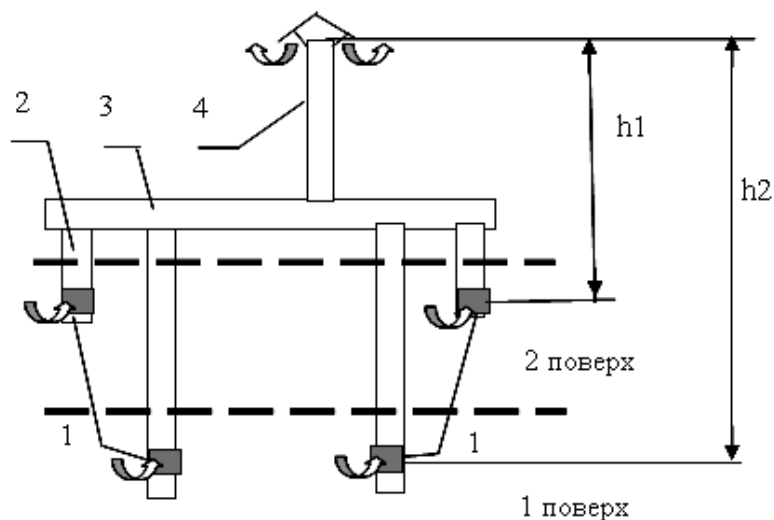


Рис. 4.7. Схема каналної вентиляції будівлі:

1 - решітка для видалення повітря; 2 - канал; 3 - збірний короб;
4 - шахта вентиляційна

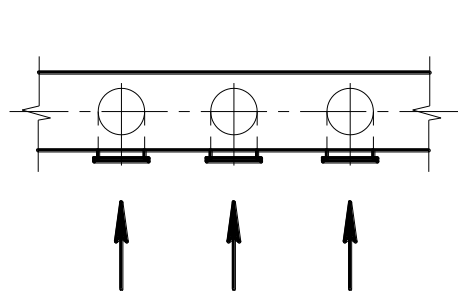


Рис. 4.8. Розташування каналів у вентиляційному блоці

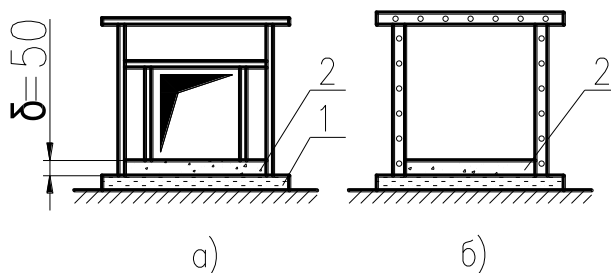


Рис. 4.9. Улаштування збірного короба на горищі:

а – із шлакогіпсових плит;
б – із порожнинних плит;
1 - дошка ($\delta = 40$ мм); 2 - гіпс

Слід зазначити, що надійна робота витяжної вентиляції під дією гравітаційних сил можлива тільки у холодний період року, коли зовнішнє повітря має більшу густину, ніж внутрішнє. Для забезпечення надійної цілорічної роботи такої системи слід застосовувати каналні вентилятори або вентилятори, що встановлені в повітроводах.

У випадках, коли метеорологічні умови і чистота повітря не можуть бути забезпечені природною вентиляцією, а також для приміщень і зон приміщень, у яких неможлива природна вентиляція, слід передбачати механічну вентиляцію.

Перевагами механічної вентиляції порівняно з природною є:

- повітрообмін, що здійснюється незалежно від зовнішніх метеорологічних умов;
- забезпечення подачі повітря в заданій кількості й до заданого місця зони обслуговування;
- можливість очищення від пилу і тепловологісна обробка повітря до заданих параметрів перед його подачею до приміщення.

Недоліком механічної вентиляції є суттєві капітальні та експлуатаційні витрати. Тому треба намагатися вирішити поставлені завдання перше за все засобами природної вентиляції. Припливні й витяжні системи механічної вентиляції відрізняються одна від одної складом технологічних блоків.

Припливні системи складаються з таких блоків:

- повітроприймальний пристрій, через який припливне повітря надходить у припливну камеру;
- фільтр, який забезпечує очищення повітря від атмосферного пилу;
- повітронагрівач, що забезпечує підігрів повітря у холодний період року;
- вентилятор, за допомогою якого забезпечується подача заданого об'єму повітря та подолання аеродинамічного опору технологічних блоків і повітропроводів;
- повітроводи з приладами регулювання і подачі повітря до приміщення, що обслуговується.

Фільтри, повітронагрівачі й вентиляторні установки припливних вентиляційних систем прийнято компонувати в окремому будівельному об'ємі, що називається припливною

камерою (рис. 4.10). Припливна камера з'єднується повітроводами з припливною шахтою. У деяких випадках, залежно від призначення, припливну камеру комплектують камерою зрошення або камерою зволоження повітря парою.

Системи витяжної вентиляції, завданням яких є видалення забрудненого повітря, простіші за складом обладнання. До їх складу входять мережі повітроводів з регулюючими приладами, які забезпечують видалення заданого об'єму повітря з приміщення при загальнообмінній витяжній вентиляції або задану швидкість забрудненого повітря у приймальних насадках місцевої витяжної вентиляції. Очищення вентиляційних викидів у системах витяжної вентиляції громадських і адміністративно-побутових будівель не здійснюють. У ряді випадків склад обладнання припливної і витяжної систем вентиляції може відрізнитись від наведеного.

Системи припливної вентиляції житлових, громадських та адміністративно-побутових приміщень, суміщені з повітряним опаленням, треба проектувати з резервним вентилятором або проектувати не менше двох систем. При відмові в роботі вентилятора дозволяється зниження температури повітря в приміщенні нижче від норми, але не менш ніж 5°C . При цьому в приміщення, що обслуговується, треба подавати повітря з розрахунку $60 \text{ м}^3/\text{год}$ на одну людину, якщо це приміщення не має природної вентиляції. Щодо приміщень, у яких люди знаходяться до трьох годин безперервно, можна обмежитися нормою $20 \text{ м}^3/\text{год}$ на одну людину [18].

Обчислена кількість припливного повітря може мати у своєму складі рециркуляційне повітря з приміщень, що обслуговуються. Кількість рециркуляційного повітря слід змінювати залежно від параметрів зовнішнього повітря. Якщо параметри зовнішнього повітря наближаються до параметрів припливного, кількість рециркуляційного повітря в суміші треба зменшувати.

Рециркуляція повітря може ефективно використовуватися при вентиляції громадських та адміністративних споруд. При цьому слід пам'ятати, що рециркуляцію заборонено з приміщень, звідки можливе надходження інфекційно забрудненого повітря. Рециркуляція повітря квартир і готельних номерів обмежується однією квартирою та номером готелю.

До основного обладнання систем вентиляції відносять вентилятори, повітрянагрівачі, повітропроводи, фільтри, рекуператори.

Вентилятори

Вентилятор – це лопаткова машина, що може підвищити тиск потоку повітря до 15 кПа. У техніці вентиляції і кондиціювання повітря використовують переважно два типи вентиляторів – радіальні (відцентрові) і аксіальні (осьові). Деякі моделі вентиляторів наведені в роботах [21, 22].

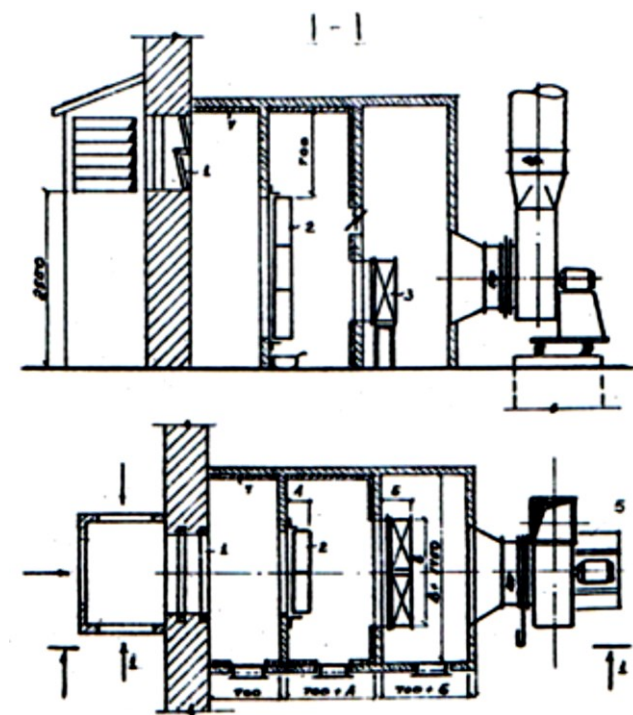


Рис. 4.10. Припливна камера:

- 1 - клапан теплий; 2 - фільтр повітря; 3 - повітрянагрівач;
4 - клапан обводу; 5 - вентилятор

Загальний вигляд радіального вентилятора наведений на рис. 4.11. У радіальному вентиляторі повітря підводиться в напрямку осі робочого колеса і дією лопаток робочого колеса, що обертаються, відхиляється від початкового напрямку на 90° (рис. 4.12). За призначенням радіальні вентилятори бувають загального призначення (для переміщення повітря і неагресивних газів температурою до 80°C , які містять пил не більше 100 мг/м^3 ;

серії вентиляторів загального призначення ц4-75, ц4-76, вр-88-72.1 та ін.); спеціального призначення (для виконання спеціальних функцій, наприклад для переміщення повітря, яке містить деревинну стружку, серії вентиляторів ЦП і ВРП); іскрозахищеного виконання (призначені для переміщення вибухонебезпечних і агресивних газових середовищ). За тиском, що розвивається, радіальні вентилятори поділяють на агрегати низького тиску (до 1 кПа); середнього (від 1 до 3 кПа) і високого тиску (більше 3 кПа).

За напрямом обертання (рис. 4.13) радіальні вентилятори бувають або правого обертання (з боку вхідного патрубку обертання робочого колеса вентилятора здійснюється за годинниковою стрілкою), або лівого обертання (обертання робочого колеса вентилятора відбувається проти годинникової стрілки).

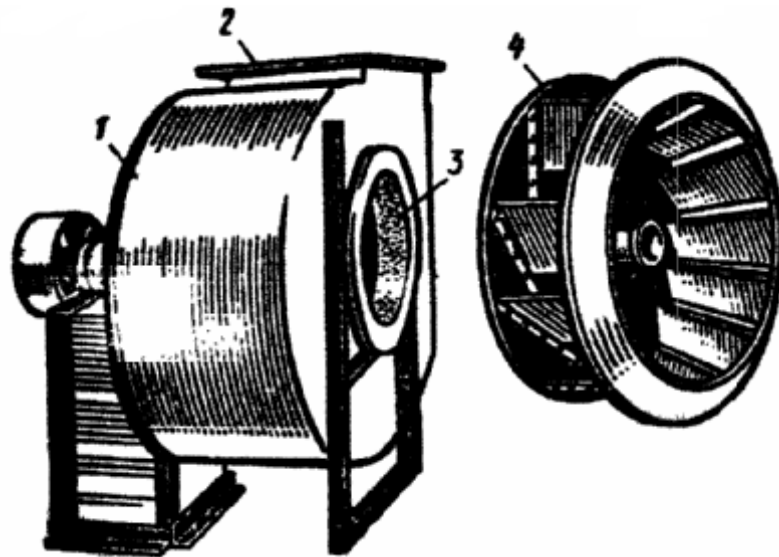


Рис. 4.11. Радіальний вентилятор:
1 – корпус; 2 – вихідний патрубок; 3 – вхідний патрубок;
4 – робоче колесо

Підбір вентиляторів роблять за їхніми характеристиками, наведеними в довідниках [23, 24]. Робочий режим вентиляторів рекомендується обирати таким чином, щоб коефіцієнт корисної дії відрізнявся не більш ніж на 10 % від максимального. Потужність, спожита на валу електродвигуна, визначається за формулою

$$N_3 = \frac{L_{\text{ВЕНТ}} \cdot p_{\text{ВЕНТ } \Phi}}{(3600 \cdot \eta_B \cdot \eta_{\text{П}})}, \quad (4.15)$$

де $p_{\text{ВЕНТ } \Phi}$ – фактичний тиск, що розвивається вентилятором (за характеристикою прийнятого вентилятора);

η_B і $\eta_{\text{П}}$ – ККД відповідно вентилятора й механічної передачі.

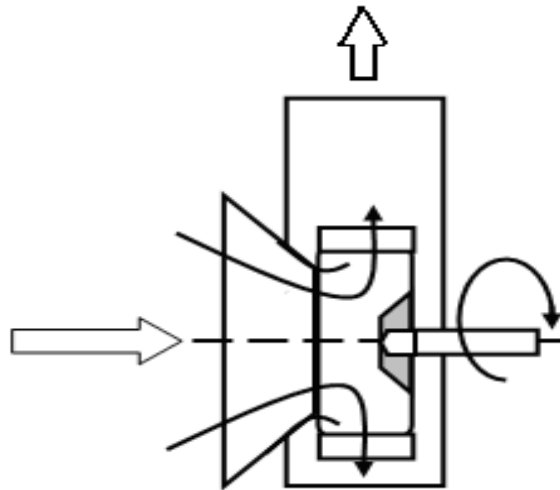


Рис. 4.12. Схема руху повітря в радіальному вентиляторі

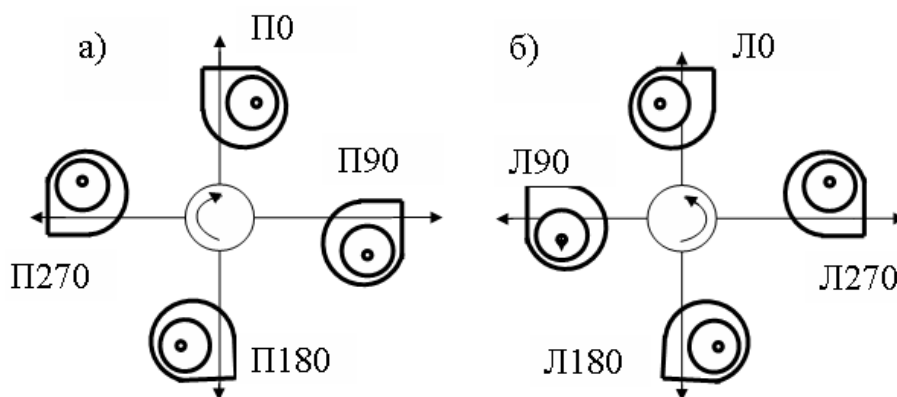


Рис. 4.13. Деякі можливі положення вихідного патрубка радіального вентилятора:

а – правого обертання; б – лівого обертання

ККД передачі дорівнює 1 при безпосередньому приєднанні колеса вентилятора до осі електродвигуна й 0,95 – при клиноремінній передачі.

В аксіальному вентиляторі (рис. 4.14) повітря проходить робоче колесо, не змінюючи напрямку свого руху. Радіальні та аксіальні вентилятори суттєво відрізняються за конструкцією і аеродинамічними характеристиками.

Аксіальні вентилятори – це розміщене в циліндричному корпусі лопаткове колесо, при обертанні якого через вхідний отвір повітря надходить і переміщується в напрямку осі обертання між лопатками колеса. Цей рух повітря пов'язаний зі зростанням його тиску, а зростання тиску, у свою чергу, пов'язане з взаємодією лопаток робочого колеса та потоку повітря. Далі потік повітря надходить до вихідного отвору, за яким іноді розміщують дифузор.

Не слід вважати, що аксіальні вентилятори за всіма показниками поступаються радіальним. Аксіальні вентилятори порівняно з радіальними мають більший максимальний ККД, можливість реверсивної подачі повітря, спрощений монтаж і меншу матеріалоемність. Треба правильно визначити сферу застосування кожного типу вентиляторів згідно з його показниками.

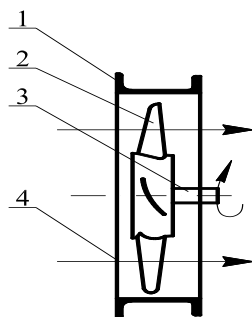


Рис. 4.14. Аксіальний вентилятор:
1 – корпус; 2 – лопатки; 3 – вісь обертання;
4 – напрям руху повітря

Повітропроводи

У припливних вентиляційних системах повітропроводи служать для розподілу чистого повітря, що подається в приміщення, у витяжних системах, навпаки, для збору забрудненого повітря й подачі його до витяжного вентилятора з наступним викидом через очисні пристрої або без них в

атмосферу. Практично майже кожна вентиляційна система має повітропроводи. У промислових будівлях застосовують повітропроводи, які виготовлено з металу, в адміністративних і громадських - з металу або з будівельних конструкцій, у жилих - тільки неметалічні. Найбільшу кількість повітропроводів виготовляють із покрівельної тонколистової сталі. Ці повітропроводи за видом перерізу можуть бути круглими або прямокутними. Круглі повітропроводи мають низку переваг перед прямокутними: вони більш міцні за однакової товщини металу, менш трудомісткі й для їхнього виготовлення потрібно на 18-20 % менше металу.

Круглі повітропроводи застосовують насамперед у промислових будівлях. Перевага прямокутних повітропроводів полягає в тому, що вони краще вписуються в інтер'єр адміністративних і громадських будинків. У ряді випадків їх застосовують при прокладанні через зони з обмеженою висотою (у низьких приміщеннях, у просторі над підшивними стелями тощо).

При переміщенні повітря в системах вентиляції відбувається втрата енергії, що зазвичай виражається в перепадах тисків повітря на окремих ділянках системи й у системі в цілому. Аеродинамічний розрахунок проводять з метою визначення розмірів поперечного перерізу повітропроводів у мережі. Втрати тиску Δp , Па, на ділянці повітропроводів довжиною l визначають за формулою

$$\Delta p = R \cdot l + Z, \quad (4.16)$$

де R – питома втрата тиску на 1 м сталевго повітропроводу, Па/м;

Z – втрата тиску в місцевих опорах, Па,

l – довжина повітропроводу, м.

Втрату тиску в місцевих опорах Z , Па, розраховують за формулою

$$Z = \xi \frac{V^2 \cdot \gamma}{2g}, \quad (4.17)$$

де ξ – коефіцієнт, який характеризує місцевий опір, значення приймається за довідником [18];

V – швидкість потоку рідини після місцевого опору, м/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

γ – питома вага повітря, Н/м³.

Питому втрату тиску обчислюють за формулою

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{V^2 \cdot \gamma}{2g}, \quad (4.18)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя, який визначають залежно від шорсткості повітропроводів [22, 23].

Аеродинамічний розрахунок вентиляційної системи ведеться в такій послідовності.

1. Визначають навантаження окремих розрахункових ділянок. Для цього систему поділяють на окремі ділянки. Розрахункова ділянка характеризується постійною за довжиною витратою повітря й постійним діаметром. Границями між окремими ділянками служать трійники або будь-які відгалуження.

2. Вибирають основний (магістральний) напрямок, для чого визначають найбільш протяжний ланцюжок послідовно розташованих розрахункових ділянок. При рівній довжині магістралей за розрахункову обирають найбільш навантажену. Для витяжної системи з гравітаційним примусовим рухом повітря як магістральний напрямок приймають найбільш протяжний ланцюжок ділянок від жалюзійних решіток верхнього поверху. Нумерацію ділянок магістралі переважно починають із ділянки з меншою витратою. Розміри перетину розрахункових ділянок магістралі визначають, орієнтуючись на вимоги робіт [23, 24]. Орієнтовну площу поперечного перерізу F , м², приймають за формулою

$$F = \frac{L}{(3600 \cdot V_{PEK})}. \quad (4.19)$$

3. Фактичну швидкість $v_{\text{фак}}$, м/с, визначають із урахуванням площі перетину прийнятого стандартного повітропроводу:

$$v_{\text{фак}} = \frac{L}{3600 \cdot F_{\phi}} \cdot \quad (4.20)$$

4. Визначають питому втрату тиску на тертя за номограмами, наведеними на рис. 4.15 і 4.16, які складено для сталевих круглих повітропроводів. Для повітропроводів з інших матеріалів, які мають іншу шорсткість стінки, при розрахунку втрат на тертя вводиться поправковий коефіцієнт.

Для прямокутних повітропроводів з розмірами $a \times b$ розрахунок проводиться за еквівалентним по швидкості діаметром

$$d_v = 2ab / (a + b) \cdot \quad (4.21)$$

При визначенні значення R для прямокутного повітропроводу за таблицями необхідно визначити значення R при V й d_v , не беручи до уваги фактичні витрати повітря.

5. Втрати тиску в місцевих опорах ділянок залежать від суми коефіцієнтів місцевого опору й динамічного тиску. При виборі коефіцієнтів місцевих опорів необхідно звертати увагу на те, до якої швидкості належить табличне значення коефіцієнта й за необхідності робити перерахування (табл. 4.17).

6. Загальні втрати тиску в системі дорівнюють сумі втрат магістраллю та у вентиляційному обладнанні:

$$\Delta p = \sum (Rl + Z)_{\text{маг}} + \Delta p_{\text{обор}}, \quad (4.22)$$

де $\Delta p_{\text{обор}}$ – витрати тиску на вентиляційному устаткуванні, приймається за відповідною літературою [23, 24].

Для систем з механічним спонуканням руху повітря за величиною загальних втрат тиску в системі визначають необхідний тиск повітря на виході з вентилятора.

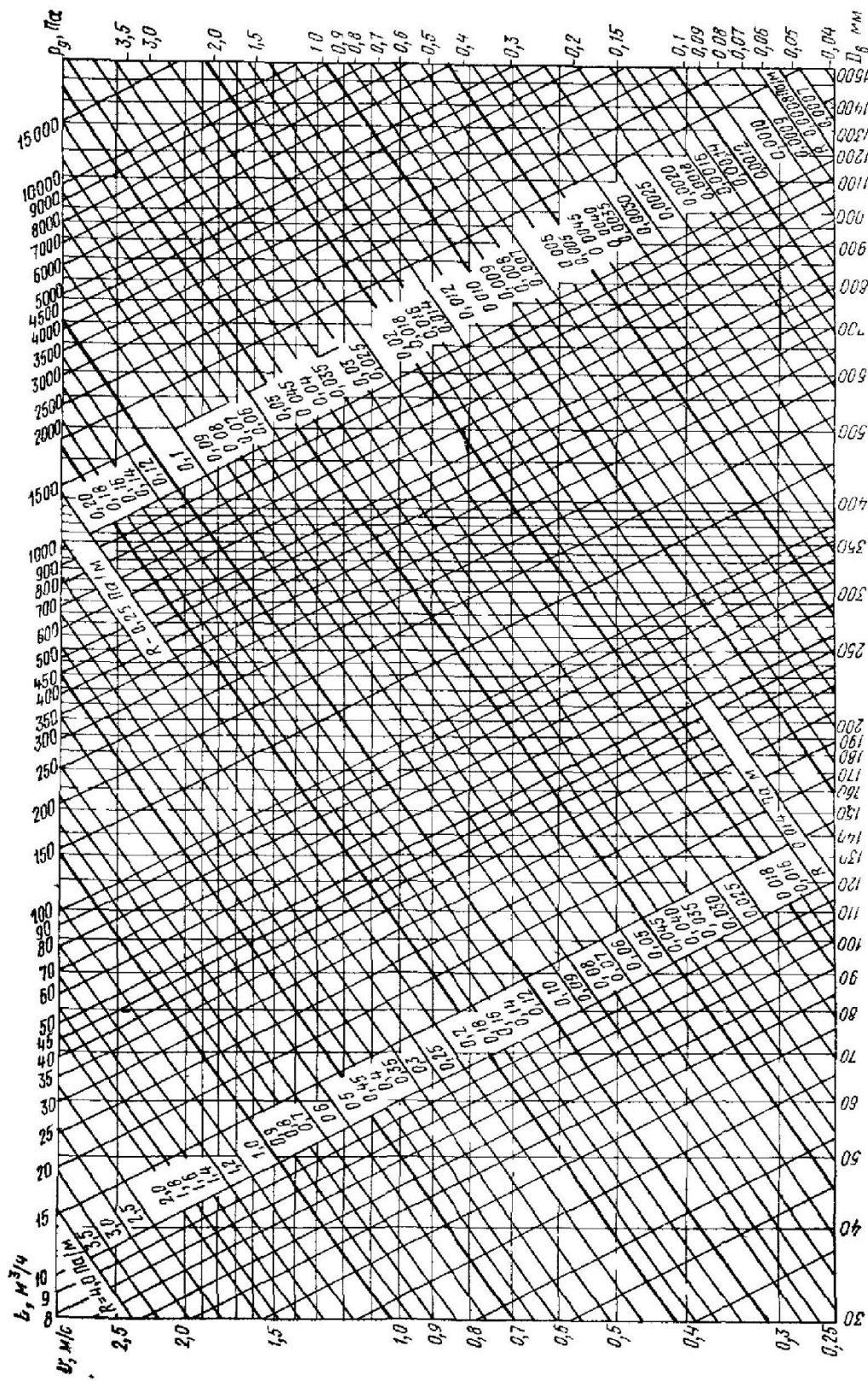


Рис. 4.15. Номограма для визначення втрат на тертя в круглих повітропроводах ($k=0,1$ мм) при природній вентиляції

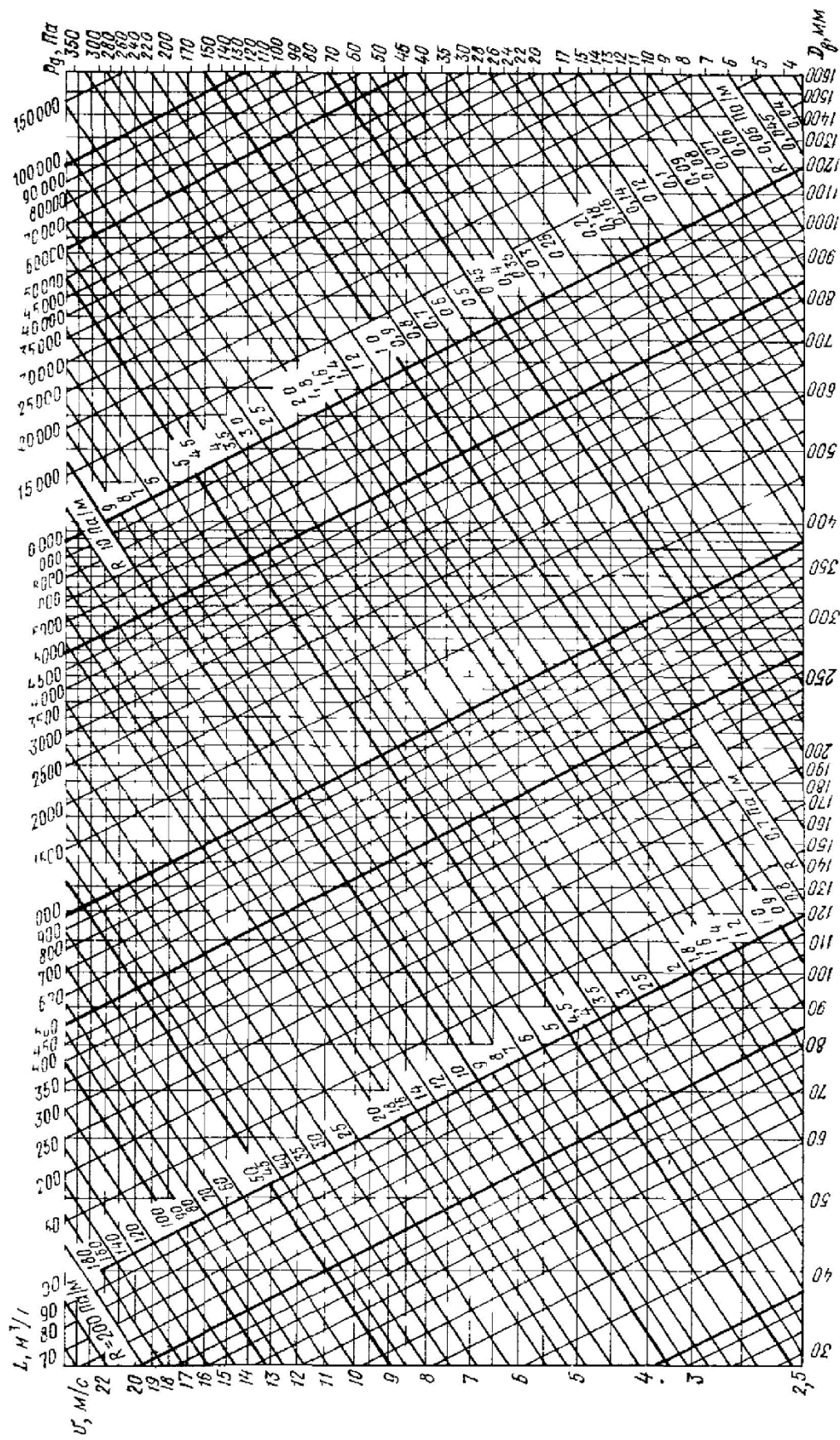


Рис. 4.16. Номограма для визначення втрат на тертя в круглих повітропроводах ($k=0,1 \text{ мм}$) при механічній вентиляції

Таблиця 4.17

Швидкості руху повітря $v_{рек}$, які рекомендують, для орієнтовного підбору площі «живого перерізу»

Повітропроводи, канали й шахти	Значення $v_{рек}$, м/с	
	при природній вентиляції	при механічній вентиляції
Повітроприймальні жалюзі	0,5-1,0	2,0-4,0
Канали й припливні шахти	1,0-2,0	2,0-6,0
Горизонтальні збірні канали	1,0-1,5	5,0-8,0
Вертикальні канали	1,0-1,5	2,0-5,0
Припливна решітка в стелі	0,5-1,0	0,5-1,0
Витяжна решітка	0,5-1,0	1,0-2,0
Витяжні шахти	1,5-2,0	3,0-6,0

Повітронагрівачі

Повітронагрівачі призначені для нагріву повітря в системах вентиляції й кондиціонування повітря.

Класифікація повітронагрівачів

Повітронагрівачі класифікуються:

- за типом теплоносія: водяні, парові;
- конструкцією теплообмінної поверхні з боку повітря: трубки гладкі, трубки поребрені;
- характером руху теплоносія у трубках: одноходові, багатходові;
- матеріалом трубок і ребер: сталеві, мідні, алюмінієві та їх сплави;
- типом ребер на трубках поверхні теплообміну: пластинчаті; спіральні виті; спіральні накатані та ін.;
- за кількістю рядків трубок у напрямі руху повітря: однорядні, багаторядні.

На рис. 4.17 наведена схема однорядного багатходового повітронагрівача, що живиться перегрітою водою. Теплоносій від подавального трубопроводу теплової мережі надходить до патрубка 1, далі у виділену перегородкою частину колектора 2 і пучок теплообмінних трубок 3 (на схемі умовно показана тільки одна з трубок пучка), потім подається до колектора 4, після чого знов надходить у теплообмінні трубки, знову до колектора 2 і так

далі до виходу теплоносія з повітрянагрівача у зворотний трубопровід теплової мережі. На схемі показано, що теплоносій чотири рази проходить відстань між колекторами 2 і 4. Такий теплообмінник називається чотириходовим.

Повітря проходить між трубками теплообмінника і нагрівається. Площа перерізу, через яку проходить повітря, називається «живим перерізом теплообмінника за повітрям», а загальна площа трубок пучка, обчислена за внутрішнім діаметром трубки, - «живим перерізом теплообмінника за теплоносієм».

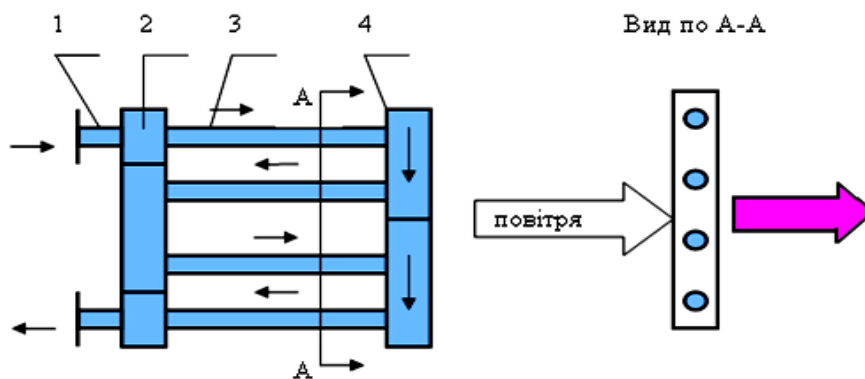


Рис. 4.17. Схема однорядного повітрянагрівача:
1 – патрубок входу теплоносія; 2 – колектор; 3 – трубка повітрянагрівача; 4 – колектор

Фільтри повітряні

Фільтри повітряні призначені для очищення припливного повітря від пилу перед подачею повітря у приміщення. Фільтри поділяють за конструкцією (мастильний, касетний, чарунковий, панельний); розміром пилу, який вловлюють (грубого очищення, середнього очищення, тонкого очищення); матеріалом, з якого складаються елементи для фільтрації (сітчасті, ткани тощо).

Очищення повітря від пилу завжди пов'язано з вагомими втратами коштів на придбання й монтаж фільтрів, їх подальше обслуговування, зміну фільтруючого матеріалу та ін. Тому рішення відносно необхідності фільтрації повітря і типу фільтра, що застосовується, мусить бути обґрунтованим.

Мастильні повітряні фільтри. Ефективність фільтрів цього типу досягається покриттям фільтрувальної поверхні тонким шаром в'язкої рідини, яка майже не випаровується в повітря при

температурах, властивих повітрю в СВ і СКП. Найчастіше такою рідиною є звичайне мастило, рекомендовані типи якого зазначені в інструкціях заводів-виробників фільтрів. Фільтруюча поверхня може формуватися зі спеціальної гнучкої сітки, що набрана з дроту і закріплена в перерізі потоку повітря. Найкращим є рішення, коли забезпечується постійний рух сітки та її періодичне промивання в мастилі. Суттєвим дефектом мастильного фільтра є надходження в повітря мікрочастинок і пари мастила, що в ряді випадків виключає можливість застосування фільтра в системі вентиляції і кондиціонування повітря (обчислюванні центри, лікарні та інші).

Фільтри панельні з сухим фільтруючим матеріалом. Фільтр призначений для очищення повітря від пилу в СВ і СКП при вмісті пилу в повітрі від 1 до 10 мг/ м³ (останнє короткочасно). Фільтруючий матеріал розміщується в перетині потоку повітря зигзагоподібно, при цьому площа фільтрування потоку майже у шість разів перевищує площу перерізу фільтра. Аеродинамічний опір фільтра дорівнює 55 Па у початковому стані і 300 Па при граничній кількості пилу на фільтруючій поверхні. Залежно від типу фільтруючого матеріалу ефективність фільтра може знаходитися в діапазоні 88...90 %. До переваг фільтра слід віднести доволі велику продуктивність (майже до 9500 г/м² пилу) за зазначеної вище ефективності очищення, що дозволяє довести середній термін експлуатації фільтра до 100 діб без заміни фільтруючого матеріалу. Відсутність деталей, що рухаються, забезпечує стабільність показників і надійність експлуатації. Недоліки цього фільтра – надто великий аеродинамічний опір і труднощі заміни фільтруючого матеріалу, пов'язані з його надмірними площею та масою.

Крім названих, застосовують інші типи фільтрів, наприклад чарункові фільтри різних модифікацій. Вони не мають недоліків фільтрів з сухим фільтруючим матеріалом. Чарунки мають стандартизовані фронтальні перерізи, а великі фронтальні розміри можуть перекриватися потрібною кількістю чарунок.

Рекуператори

Рекуператори – пристрої для утилізації енергії, які застосовуються в системах вентиляції й кондиціонування повітря. Існує кілька способів рекуперації (утилізації) теплоти.

За своєю конструкцією рекуператори поділяють на пластинчасті; роторні; камерні; рекуператори з проміжним теплоносієм; теплові труби.

Теплообмінну поверхню пластинчастих рекуператорів утворюють пластини. Припливне повітря й повітря, що видаляється, проходять по обидва боки цілого ряду пластин (рис. 4.18). Припливне повітря й повітря, що видаляється, звичайно не контактують одне з одним, але практика довела, що певний витік все-таки може відбуватися. У пластинчастих рекуператорах на пластинах може утворюватися конденсат, а тому вони повинні бути обладнані устаткуванням для відведення конденсату. Конденсатозбірники повинні мати водяний затвор, що не дозволяє вентилятору захоплювати й подавати воду в канал. Через випадіння конденсату існує серйозний ризик утворення льоду в рекуператорі з холодної сторони, а тому необхідно передбачити систему розморожування або попередній підігрівач.

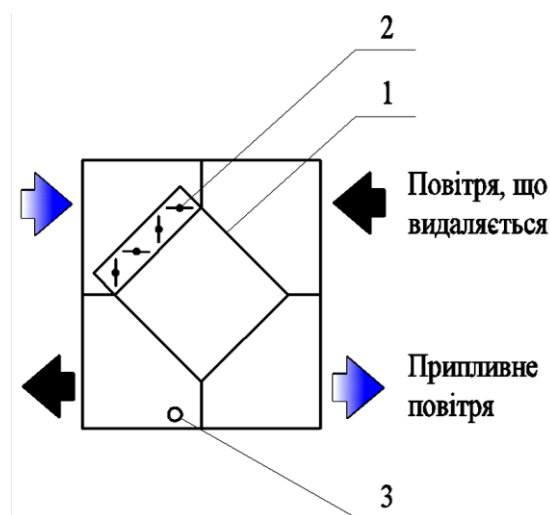


Рис. 4.18. Конструкція пластинчастого рекуператора:
1 – корпус із пластинами; 2 – обвідний клапан; 3 – патрубок для збору конденсату

Рекуперація теплоти може регулюватися за допомогою пропускнуго клапана, що контролює витрату повітря, яке минає рекуператор. У пластинчастому рекуператорі відсутні рухливі частини. Він характеризується високою ефективністю (50-90 %). До недоліків слід віднести великі габаритні розміри.

У роторних рекуператорах (рис. 4.19) теплота передається ротором, який обертається між каналами з припливним повітрям і повітрям, що видаляється. Це відкрита система, а тому тут великий ризик того, що бруд і запахи можуть переміщатися з повітря, що видаляється, у припливне. Цього деякою мірою можна уникнути, якщо правильно розмістити вентилятори. Рівень рекуперації теплоти може регулюватися швидкістю обертання ротора. У роторному рекуператорі ризик обмерзання дуже невисокий.

Роторні рекуператори мають рухливі частини, що є звісним недоліком. Ці теплообмінники характеризуються високою ефективністю (75-85 %). Ще однією перевагою є малі габаритні розміри блока рекуперації.

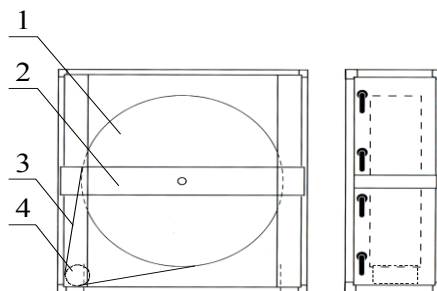


Рис. 4.19. Конструкція роторного рекуператора:

- 1 – ротор; 2 – перемичка, що розділяє припливну й витяжну частину; 3 – ремінь для передачі обертів; 4 – двигун

Рекуператори з проміжним теплоносієм улаштовані так. Вода або водно-гліколевий розчин циркулює між двох теплообмінників, один із яких розташований у витяжному каналі, а інший у припливному (рис. 4.20). Теплоносій нагрівається повітрям, що видаляється, а потім передає теплоту припливному повітрю або охолоджується повітрям, що видаляється, а потім охолоджує припливний. Теплоносій циркулює в замкненій системі й не існує ризику передачі забруднень із повітря, що

видаляється, у припливне. Передача теплоти може регулюватися зміною швидкості циркуляції теплоносія. Ці рекуператори не мають рухливих частин, але мають низьку ефективність (45-60%). Крім того, для більш рівномірної й правильної циркуляції найчастіше потрібне установлення додаткового циркуляційного насоса.

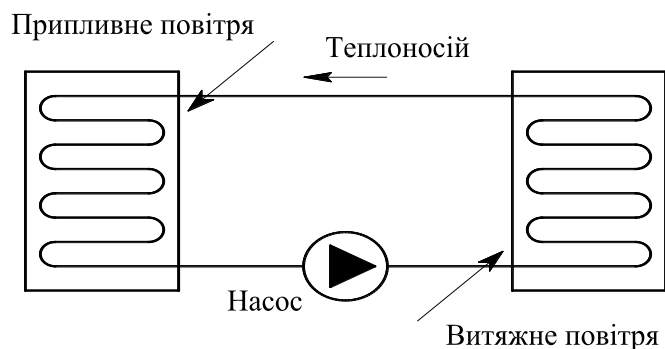


Рис. 4.20. Рекуператор із проміжним теплоносієм

Схему камерного (регенеративного) рекуператора наведено на рис. 4.21. Камера поділяється на дві частини заслінками. Повітря, що видаляється, нагріває частину камери, яка називається акумулятором, потім заслінка змінює напрямок повітряного потоку таким чином, що припливне повітря нагрівається від нагрітих стінок акумулятора.

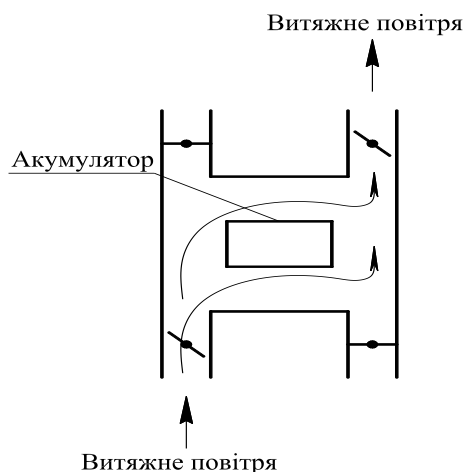


Рис. 4.21. Камерний (регенеративний) рекуператор

Забруднення й запахи можуть передаватися з повітря, що видаляється, у припливне. Цей рекуператор характеризується високою ефективністю (80-90 %). Єдина рухлива частина рекуператора – заслінка, тому він досить надійний. Але є один істотний недолік – необхідність установлення одночасно двох регенеративних теплообмінників, які працюють по черзі, що здорожує систему.

Рекуператор на основі теплових труб складається з закритої системи трубок, заповнених фреоном, який випаровується при нагріві повітрям, що видаляється. Коли припливне повітря проходить уздовж трубок, пара конденсується й знову перетворюється в рідину. Передача забруднень виключена, і рекуператор не має рухливих частин, але має низьку ефективність (50-70 %).

Кондиціонування повітря є вищим ступенем вентиляції, основною метою якого є створення та автоматичне підтримання у приміщенні оптимальних параметрів повітряного середовища. Системи кондиціонування повітря повинні забезпечувати комфортні або припустимі умови (залежно від класу системи кондиціонування або вимог замовника) у розрахункових межах зовнішніх метеорологічних умов. Завданням систем кондиціонування повітря є боротьба зі шкідливими включеннями, що знаходяться в оточуючому людину повітряному середовищі. Найбільш розповсюдженими шкідливими включеннями, як уже було вказано раніше, є теплота і волога.

На відміну від систем вентиляції, системи кондиціонування повітря призначені забезпечити у приміщеннях, що обслуговують, оптимальні параметри повітряного середовища. Діапазон оптимальних параметрів внутрішнього повітря більш вузький, ніж діапазон припустимих параметрів, що забезпечує вентиляція. Навантаження на систему кондиціонування повітря та її технологічна схема залежать від численних факторів, зокрема від кількості приміщень, що обслуговуються, від того, які шкідливості надходять у зазначені приміщення і в якій кількості, чи можлива рециркуляція повітря і т. ін.

За кількістю приміщень, які обслуговуються, кондиціонери поділяють на місцеві, які обслуговують одне приміщення або його частину, і центральні, які обслуговують кілька приміщень

або одне з великою кількістю зон з різними умовами. За типом розрізняють центральні кондиціонери, кондиціонери віконні та спліт-системи, шафові кондиціонери, покрівельні кондиціонери.

Для підбору кондиціонерів необхідно знати параметри зовнішнього повітря (температуру, відносну вологість, ентальпію), а також параметри внутрішнього повітря (проектні), які необхідно досягти з використанням системи кондиціонування. Існує багато методик визначення параметрів кондиціонерів. Спрощена методика підбору кондиціонера полягає в тому, щоб враховувати основні джерела надходження теплоти. Для цього використовують укрупнені показники – надходження теплоти від сонячної радіації складає $120-150 \text{ Вт/м}^2$, надходження теплоти від людини орієнтовно 100 Вт/люд , також враховують надходження теплоти від освітлення та устаткування. Але такий розрахунок є дуже приблизним, похибка може складати $30-50 \%$. Для більш точного підбору обладнання треба враховувати надходження не лише теплоти, а й вологи. Для цього використовують графоаналітичний метод розрахунку за допомогою I-d діаграми [22, 23].

Центральний кондиціонер може складатись із блоків, які наведено на рис. 4.22. У деяких випадках частину з цих блоків при відповідному обґрунтуванні можна не встановлювати. Центральний кондиціонер може обробляти повітря різними способами та в різній комбінації – це може бути охолодження, зволоження, підігрів, осушення, змішування в різних пропорціях, очищення (фільтрація) від звислих домішок або подача повітря до приміщення без попередньої обробки (режим вентиляції).

Процес охолодження повітря здійснюється в камері зрошення при контакті повітря з водою, яка розбризкується зі спеціалізованих форсунок під високим тиском. Також у камері зрошення можуть здійснюватися процеси зволоження або, навпаки, осушення повітря.

Процес підігріву здійснюють у спеціальних підігрівачах. За допомогою цих же пристроїв можливо зменшення відносної вологості повітря.

Очищення повітря проводять за допомогою фільтрів, які встановлюють у кондиціонерах.

Змішування зовнішнього та рециркуляційного повітря проводять для зменшення витрат теплоти в камері змішування.

Системи кондиціювання повітря з центральними кондиціонерами мають такі переваги: зручність обслуговування, що забезпечується скупченістю обладнання в малій кількості місць; можливість організації шумо- і віброгасіння, можливість ефективного застосування пристроїв економії енергоресурсів, висока якість клімату приміщень, що забезпечується подачею до приміщення оптимальної кількості свіжого зовнішнього повітря. Галузі застосування СКП з центральними кондиціонерами – переважно промислові й громадські будівлі великого об'єму з високим рівнем вимог до параметрів клімату приміщень.

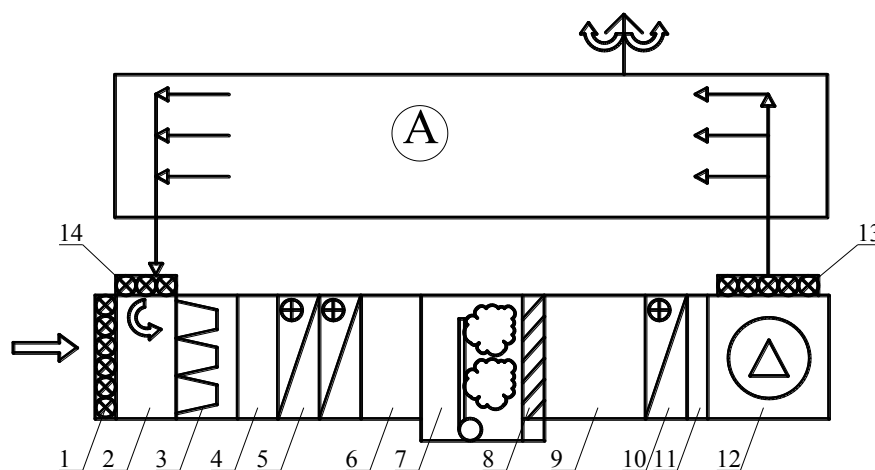


Рис. 4.22. Схема центрального кондиціонера:

1 – припливний отвір із заслінкою, що регулюється, 2 – камера змішування; 3 – фільтр; 4, 6, 9, 11 – камери обслуговування (або з'єднувальні); 5 – підігрівач повітря першого підігріву; 7 – камера зрошення; 8 – краплевідбійник; 10 – підігрівач повітря другого підігріву; 12 – вентилятор; 13 – вихідна заслінка, що регулюється; 14 – рециркуляційна заслінка, що регулюється; А – приміщення

Крім центральних кондиціонерів використовують різноманітні типи побутових і промислових кондиціонерів. Найпростішими кондиціонерами є віконні моноблоки (рис. 4.23). Холодильний агрегат виконує функції охолодження й складається з ротаційного компресора, конденсатора, випаровувача, осушника, розширювача та системи трубопроводів, які складають герметичну замкнену систему.

Віконний кондиціонер врізається у віконний проріз або просто в тонку стіну. Причому для установлення віконного моноблока не потрібно ніяких спеціальних навичок і дорогого інструменту. Технологія виробництва віконних моноблоків добре відпрацьована, що разом із простотою монтажу забезпечує цим кондиціонерам високу довговічність. До того ж вартість такого рішення мінімальна.

На відміну від віконного кондиціонера, спліт-система складається не з одного блока, а із двох. Завдяки цьому найбільш гучний вузол кондиціонера – компресор – винесено на вулицю. При всьому різноманітті спліт-системи можна поділити за типом внутрішнього пристрою, що буває настінним, підлогово-стельовим, касетним, каналним або колонним. При цьому зовнішні блоки цих спліт-систем виглядають однаково. Головний плюс спліт-систем – вони не прив'язані до віконного прорізу. Різноманіття внутрішніх блоків дозволяє розташувати джерело холоду в будь-якому зручному місці: на стіні, на підлозі й навіть за підвісною стелею. У наш час це найбільш популярний у світі тип устаткування.

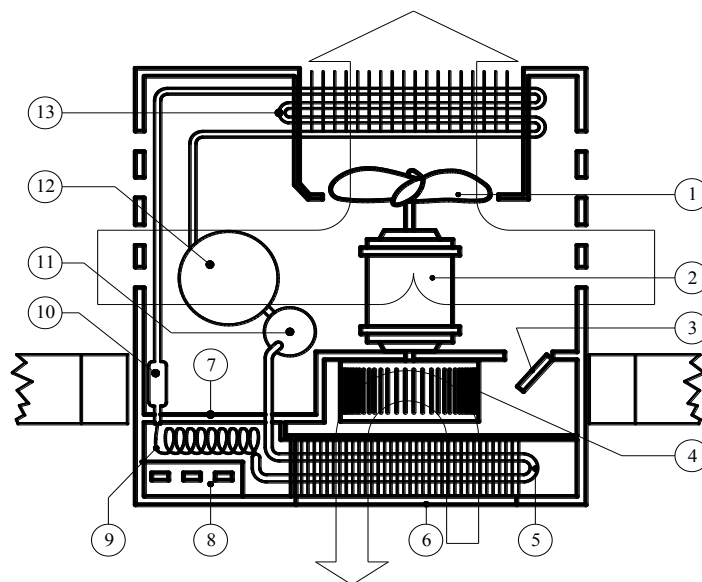


Рис. 4.23. Конструкція віконного кондиціонера:

- 1 – вентилятор аксіальний; 2 – електричний двигун вентилятора;
- 3 – заслінка; 4 – вентилятор радіальний; 5 – випаровувач;
- 6 – фільтр повітряний; 7 – перегородка; 8 – пульт керування;
- 9 – капілярна трубка; 10 – фільтр-осушник; 11 – розширювач;
- 12 – компресор ротаційний; 13 – конденсатор

Основною перевагою спліт-систем є простота конструкції, що дозволяє отримати низьку вартість кондиціонера при монтажі та експлуатації. Недоліком більшості таких кондиціонерів є неможливість подачі в приміщення свіжого повітря.

Внутрішні блоки спліт-систем працюють в автоматичному режимі і можуть регулюватися з пульта дистанційного керування. Такі пульти дозволяють:

- задати режим роботи кондиціонера, охолодження, нагріву;
- визначити фактичну температуру в приміщенні (у зоні пульта керування) і задати кондиціонеру потрібну температуру;
- настроїти таймер, який увімкне або вимкне кондиціонер у заданий час;
- змінити положення напрямних шторок і напрямок повітряного потоку.

Мультиспліт-системами називають спліт-системи, у яких з одним зовнішнім блоком працює більше одного внутрішнього. Покрівельні кондиціонери (руфтоп, roof-top) розміщують на покрівлі будівель, що зручно при великих розмірах будівель. Руфтоп є моноблочною конструкцією, у якій наявні всі основні функції кондиціонера (підігрів, охолодження повітря, можливе здійснення зволоження, осушення, а також інші функції). Застосування кондиціонерів такого типу дозволяє економити корисну площу будівлі. Іншими позитивними якостями покрівельних кондиціонерів є комплектність; наближеність до споживача повітря; мінімальна довжина повітропроводів; економічність. Окрім того, покрівельні кондиціонери можуть бути оздоблені електричними, водяними або газовими підігрівачами повітря. Газовий підігрів дозволяє встановлювати ці пристрої в тих випадках, коли інші джерела теплоти не можуть бути використані (обмеження за електричною потужністю, за кількістю теплоти на потреби теплопостачання тощо).

Розрахунок систем кондиціонування починають з побудови процесу в I-d діаграмі. На діаграмі відповідно до вихідних даних до проекту наносять точки Н і В для теплого періоду року. Через точку В проводять промінь процесу асиміляції припливним повітрям надлишків тепла і вологи у приміщенні, що обслуговується. Кутовий коефіцієнт променя обчислюють за формулою

$$\varepsilon_{\Pi} = \frac{3,6 \sum Q_{\Pi}}{\sum W}, \quad (4.23)$$

де $\sum Q_{\Pi}$ – сума надходжень повної теплоти в приміщення, Вт/год;
 $\sum W$ – сума надходжень водяних парів до приміщення, кг/год.

За наявності кутового масштабу орієнтація променя ε_{Π} здійснюється методом його паралельного перенесення в точку В.

Оскільки в теплий період завданням системи кондиціонування повітря є асиміляція надлишків теплоти і вологи в приміщенні, температура і вологовміст припливного повітря повинні бути нижче, ніж відповідні параметри точки В (рис. 4.24).

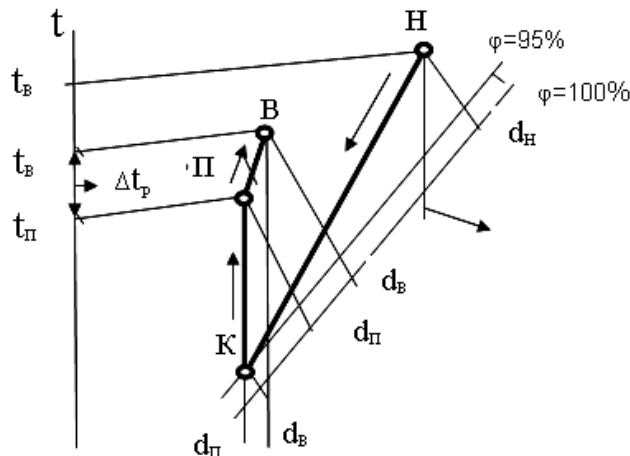


Рис. 4.24. I-d діаграма процесу обробки повітря в теплий період року

Для процесу асиміляції теплоти і вологи, у результаті якого встановлюються задані параметри в зоні обслуговування, справедливі співвідношення

$$\sum Q_{\Pi} = 0,278 \cdot (I_B - I_{\Pi}) \cdot m_B; \quad (4.24)$$

$$\sum W = (d_B - d_{\Pi}) \cdot m_B, \quad (4.25)$$

де I_B, I_{Π} - ентальпія повітря відповідно точок В і П;
 m_B - кількість припливного повітря;
 d_B, d_{Π} - вологовміст повітря точок В і П.

Із формули (4.24) видно, що при постійних значеннях $Q_{п}$ та $I_{в}$ необхідна кількість припливного повітря $m_{в}$ буде тим меншою, чим нижче величина $I_{п}$. Менша кількість припливного повітря вигідна, оскільки при цьому зменшуються капітальні й експлуатаційні витрати на систему кондиціонування. Мінімальна кількість припливного повітря буде, якщо параметри припливного повітря взяти в точці перетину $\varepsilon_{п}$ з кривою відносної вологості $\varphi=100\%$. Якщо надходження вологи в приміщення відносно великі, промінь $\varepsilon_{п}$ не перетинається з $\varphi=100\%$. Для зменшення коливань температури в робочій зоні рекомендується визначитися з "робочою різницею температур" $\Delta t_{р}$, яку залежно від висоти приміщення слід приймати в межах 2...4 °С (для громадських і житлових будівель). Висота приміщень при цьому повинна знаходитися в межах 4...6 м.

Розрахунок повітрообміну для систем кондиціонування

Графоаналітичний розрахунок процесу обробки повітря для теплого періоду року виконують за наведеними нижче складом і порядком операцій:

- а) нанесення точок Н і В в I-d діаграмі (рис. 4.24);
- б) обчислення кутового коефіцієнта процесу для теплого періоду, його побудова в I-d діаграмі;
- в) вибір розрахункової різниці температур $\Delta t_{р}$;
- г) визначення в I-d діаграмі положення точки П, що характеризує параметри припливного повітря.

Точка П знаходиться на перетині променя процесу $\varepsilon_{п}$ з ізотермою $t_{п}$.

$$t_{п} = t_{в} - \Delta t_{р} . \quad (4.26)$$

д) потрібна кількість припливного повітря визначається за формулою

$$m_{е} = \frac{3,6 \cdot Q_{п}}{I_{е} - I_{п}} , \quad (4.27)$$

де $Q_{п}$ – сумарні теплонадходження, Вт;

е) із точки П проводиться лінія $d_p = \text{const}$ до перетину з кривою відносної вологості $\varphi=95\%$. Знайдена таким чином точка К з'єднується з точкою Н, що характеризує в I-d діаграмі параметри зовнішнього повітря теплого періоду року.

Відрізок НК відображує в діаграмі процес охолодження і осушення повітря в повітроохолоджувачі будь-якого типу (поверхневому або контактному); відрізок КП – процес нагріву повітря в повітронагрівачі другого підігріву (теплообмінник, що живиться гарячою водою, або електричний водонагрівач).

Таким чином, вирішено основне завдання розрахунку – визначено повітрообмін приміщення і параметри припливного повітря, при яких у розрахунковому режимі теплого періоду забезпечується підтримання заданих параметрів внутрішнього повітря. Крім того, визначено потужності технологічних блоків, що обробляють припливне повітря в теплий період (повітроохолоджувач, повітронагрівач другого підігріву, вентилятор).

У холодний період причинами зміни температури та відносної вологості внутрішнього повітря громадських та адміністративно-побутових будівель є:

- надходження теплоти і вологи від людей;
- надходження теплоти від чергового або звичайного опалення;
- втрати теплоти через конструкції, що огороджують приміщення

Завданням системи кондиціювання повітря (або системи вентиляції) у цьому випадку є подача припливного повітря таких параметрів, за яких забезпечується баланс теплоти й вологи у приміщенні, що обслуговується. Розрахунок і побудову процесу виконують у таких складі й послідовності операцій:

а) нанесення в I-d діаграмі точок Н і В для холодного періоду року (рис. 4.25);

б) визначення величин надходжень теплоти і вологи у приміщення і тепловитрати. При цьому надходження теплоти від чергового опалення і витрати теплоти через огороження будівлі (приміщення) розраховують за загальноприйнятими методиками, а надходження теплоти й вологи від людей визначають аналогічно теплому періоду з корекцією на нове значення t_b ;

в) обчислення кутового коефіцієнта ε_3 , що характеризує зміну параметрів припливного повітря при асиміляції ним надлишків теплоти (або компенсації її витрат) приміщення та надходжень вологи від людей:

$$\varepsilon_3 = \frac{3,6 \sum Q_{\text{п}}}{\sum W}, \quad (4.28)$$

$$Q_n = Q_n^1 + Q_{q.o.} - Q_{\text{ТП}}, \quad (4.29)$$

де $Q_n^1; Q_{q.o.}; Q_{\text{ТП}}$ – відповідно надходження повної теплоти від людей, надходження теплоти від чергового опалення, витрати теплоти огороженням будівлі (приміщення);

W – кількість водяної пари, яка надходить від людей, що знаходяться в приміщенні.

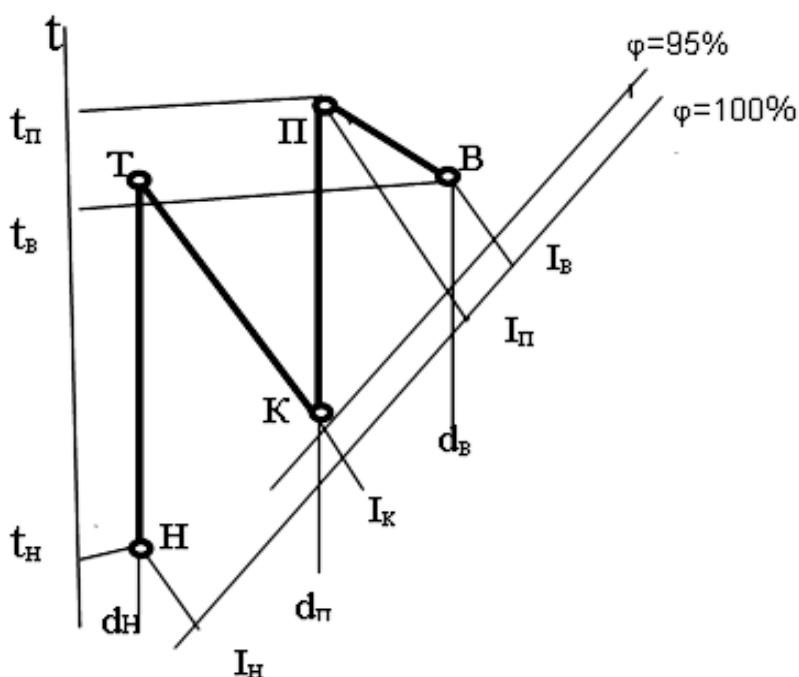


Рис. 4.25. I-d діаграма обробки повітря в холодний період року при компенсації тепловитрат і асиміляції надлишків вологи

При цьому можливі випадки, що характеризуються значеннями $Q_{п} \geq 0$, $Q_{п} < 0$ при $W \geq 0$. Тому можливі кутові коефіцієнти процесів: $\varepsilon_3 \geq 0$, $\varepsilon_3 < 0$.

Відповідно значенню ε_3 розташується в I-d діаграмі відрізок ПВ.

г) через точку В проводимо промінь процесу, що відбувається в приміщенні, з коефіцієнтом ε_3 і визначаємо вологовміст припливного повітря:

$$d_n = d_s - \frac{W \cdot 10^3}{m\vartheta}; \quad (4.30)$$

д) знаходимо точку перетину $d_{п}$ і ε_3 , що визначає в I-d діаграмі параметри припливного повітря (точка П на рис. 4.26);

ж) знаходимо точку перетину лінії $d_{п}$ з кривою $\varphi=100\%$ - точку К;

и) через точку К проводимо ізоентальпу, а через Н - лінію $d_{п}$ до перетину з ізоентальпою I_k . Точка перетину позначається Т.

Порядок обробки повітря в технологічних блоках у холодний період року такий:

НТ – підігрів зовнішнього повітря в повітронагрівачі 1-го підігріву;

ТК – зволоження і охолодження повітря (адіабатний процес) у зволожувачі;

КП – підігрів повітря в повітронагрівачі 2-го підігріву;

ПВ – промінь процесу компенсації тепловитрат і асиміляція надходжень вологи у приміщення.

Наведені розрахунки і побудови на їх основі в I-d діаграмі дозволяють визначити початкові й кінцеві параметри кожного з елементарних процесів, послідовність яких формує комплексний процес обробки повітря у холодний період року.

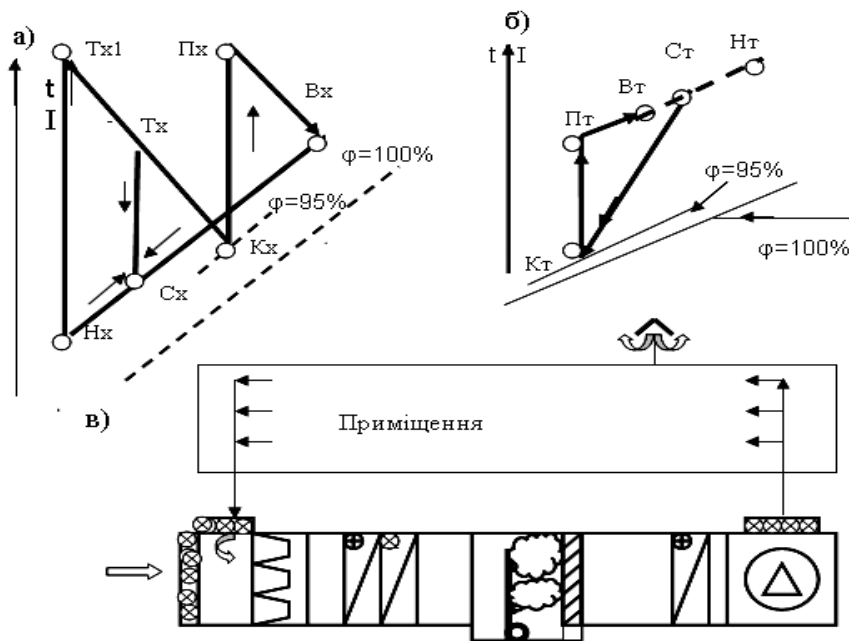


Рис. 4.26. Кондиціонер з першою рециркуляцією:
 а – I-d діаграма холодного періоду року; б – I -d діаграма теплого періоду року; в – схема кондиціонера

Особливістю розрахунку на холодний період є те, що до переліку заданих параметрів процесу не входить кількість припливного повітря. Вона дорівнює визначеному для теплого періоду. Знаючи кількість повітря, а також його початкові та кінцеві параметри, можна визначити конструктивні особливості обладнання, тепловий і гідравлічний режими роботи технологічних блоків. Відповідні методики розрахунків наведені в роботах [19, 22-26].

Розрахункові задачі

4.21. Визначити тиск P у каналах природної витяжної вентиляції, якщо різниця висот оголовка витяжної шахти й осі витяжної решітки $h=10$ м, а температура внутрішнього повітря $t_{вн}=20$ °С. Густина повітря при 5 °С $\rho=1,27$ кг/м³.

Розв'язання

Температура зовнішнього повітря для розрахунку приймається $t_3=5$ °С. За формулою визначаємо густину для необхідної температури $(t_в=20$ °С)

$$\rho = \rho_0 \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T} = 1,27 \cdot \frac{101325}{101325} \cdot \frac{278}{293} = 1,2 \text{ кг/м}^3, \text{ далі визначаємо тиск у системі}$$

$$P = gh(\rho_3 - \rho_6) = 9,8 \cdot 10(1,27 - 1,2) = 6,4 \text{ Па}.$$

4.22. Визначити, чи можливе видалення повітря з приміщення за допомогою системи природної витяжної вентиляції, якщо різниця висот оголовка витяжної шахти й осі витяжної решітки $h=15$ м. Температура зовнішнього і внутрішнього повітря $t_3=5$ °С і $t_{\text{вн}}=20$ °С. Густина повітря при 5 °С, $\rho=1,27$ кг/м³. Повітропровід має довжину 20 м і діаметр 200 мм. Коефіцієнт гідравлічного тертя і суму коефіцієнтів місцевих опорів прийняти відповідно 0,03 і 0,7. Швидкість повітря в повітропроводі становить 1,1 м/с.

Розв'язання

1. Визначаємо густину повітря при температурі $t_{\text{вн}}=20$ °С (див. попередню задачу):

$$\rho = \rho_0 \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T} = 1,27 \cdot \frac{101325}{101325} \cdot \frac{278}{293} = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

2. Обчислюємо тиск у системі з природною вентиляцією:

$$P = gh(\rho_3 - \rho_{\text{вн}}) = 9,9 \cdot 15(1,27 - 1,2) = 9,6 \text{ Па}.$$

3. Втрати тиску в повітропроводі на подолання сил тертя

$$\Delta P_{\text{Т}} = \frac{\lambda V^2 \gamma l}{2gd} = \frac{0,03 \cdot 1,1^2 \cdot 11,76 \cdot 20}{2 \cdot 9,8 \cdot 0,2} = 2,18 \text{ Па}.$$

4. Втрати тиску в місцевих опорах повітропроводів

$$\Delta P_{\text{М}} = \frac{\xi V^2 \gamma}{2g} = \frac{0,7 \cdot 1,1^2 \cdot 11,76}{2 \cdot 9,8} = 0,51 \text{ Па}.$$

5. Сумарні втрати тиску при русі повітря у повітропроводі

$$\Delta P = \Delta P_{\text{Т}} + \Delta P_{\text{М}} = 2,018 + 0,51 = 2,69 \text{ Па}.$$

Висновок. Втрати тиску в системі менше, ніж тиск повітря, тому видалення повітря за допомогою системи природної витяжної вентиляції можливе.

4.23. Визначити, чи можливе видалення повітря з приміщення за допомогою системи природної витяжної вентиляції для поданих у табл. 4.18 вихідних даних. Коефіцієнт гідравлічного тертя прийняти рівним 0,03, довжину повітропроводу – 17 м. У разі неможливості забезпечення природної вентиляції при заданих умовах запропонувати заходи для її організації.

Таблиця 4.18

Вихідні дані до завдання 4.23

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Температура зовнішнього повітря, °С	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3
Температура внутрішнього повітря, °С	21	21	20	20	20	19	19	19	18	18
Різниця висот оголовка витяжної шахти й осі витяжної решітки, м	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
Діаметр повітропроводу, мм	200	200	200	170	170	170	150	150	150	150
Сума коефіцієнтів місцевих опорів	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,0	1,05	1,1	1,2
Витрати повітря, м ³ /год	90	95	100	105	110	120	130	140	150	160

4.24. Вибрати діаметр повітропроводу системи природної витяжної вентиляції для таких умов:

- різниця висот оголовка витяжної шахти й осі витяжної решітки $h=12$ м;

- температура зовнішнього повітря $t_3=5\text{ }^{\circ}\text{C}$;
 - температура внутрішнього повітря і $t_{\text{вн}}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$;
 - довжина повітропроводу $l=17\text{ м}$;
 - коефіцієнт гідравлічного тертя $\lambda = 0,03$;
 - сума коефіцієнтів місцевих опорів $\xi = 1,1$;
 - швидкість повітря в повітропроводі $V = 1,1\text{ м/с}$.
- Відповідь: не менше 76 мм.

4.25. Визначити напір повітря, який повинен забезпечити вентилятор, якщо довжина і діаметр повітропроводу дорівнює відповідно 30 м і 150 мм, а коефіцієнт гідравлічного тертя становить 0,03. Коефіцієнт місцевого опору дорівнює 1,0. Питому вагу повітря прийняти $12,16\text{ Н/м}^3$. Швидкість повітря в повітропроводі становить $2,0\text{ м/с}$.

Розв'язання

1. Втрати тиску в повітропроводі на подолання сил тертя

$$\Delta P_T = \frac{\lambda V^2 \gamma l}{2gd} = \frac{0,03 \cdot 2,0^2 \cdot 12,16 \cdot 30}{2 \cdot 9,8 \cdot 0,15} = 15\text{ Па.}$$

2. Втрати тиску в місцевому опорі повітропроводу

$$\Delta P_M = \frac{\xi V^2 \gamma}{2g} = \frac{1,0 \cdot 2,0^2 \cdot 12,16}{2 \cdot 9,8} = 2,48\text{ Па.}$$

3. Необхідний напір, який повинен забезпечити вентилятор, дорівнює сумі втрат тиску на подолання сил тертя і втрат тиску в місцевому опорі повітропроводу

$$H = P_T + \Delta P_M = 15 + 2,48 = 17,48\text{ Па.}$$

4.26. Визначити втрати тиску в повітропроводі, який складено з двох ділянок, характеристики яких наведено в табл. 4.19. Питому вагу повітря прийняти $12,16\text{ Н/м}^3$.

Таблиця 4.19

Характеристики ділянок повітропроводу

Параметр	Ділянка	
	1	2
Довжина, м	20	15
Питомі втрати тиску на 1 м довжини, Па/м	1,49	1,12
Швидкість повітря, м/с	4,0	3,0
Діаметр повітропроводу, м	0,2	0,15
Сума коефіцієнтів місцевих опорів	1,5	0

Відповідь: 58,51 Па.

4.27. Визначити діаметр повітропроводу довжиною 25 м, який забезпечив би подачу повітря з допустимою швидкістю 5 м/с таким чином, щоб втрати тиску не перевищували 46,5 Па. Коефіцієнт гідравлічного тертя і питому вагу повітря прийняти відповідно 0,03 і 2,16 Н/м³ відповідно.

Відповідь: 0,25 м.

4.28. Для умов попередньої задачі обчислити витрати повітря в повітропроводі.

Відповідь: 883 м³/год.

4.29. Визначити потужність на валу електродвигуна вентилятора, якщо повітрообмін приміщення А (рис. 4.27) дорівнює 800 м³/год, приміщення Б 500 м³/год. Характеристику ділянок повітропроводу подано в табл. 4.20. Коефіцієнт гідравлічного тертя і питому вагу повітря прийняти відповідно 0,03 і 2,16 Н/м³ відповідно. Коефіцієнти корисної дії вентилятора і передачі дорівнюють відповідно 0,55 і 0,95.

Таблиця 4.20

Характеристики ділянок повітропроводу

Параметр	Ділянка	
	1 - 2	2 - 3
Довжина, м	20	15
Діаметр повітропроводу, м	0,2	0,15
Сума коефіцієнтів місцевих опорів	2,5	3,0

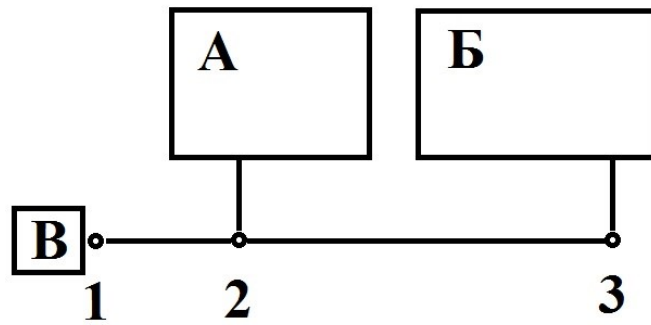


Рис. 4.27. Розрахункова схема системи вентиляції:
 А, Б - приміщення; 1...3 – розрахункові точки повітропроводу; В - вентилятор

Розв'язання

1. Витрати повітря на ділянці 2-3 дорівнюють величині повітрообміну для приміщення Б

$$L_{2-3} = L_B = 500 \text{ м}^3/\text{год.}$$

2. Швидкість повітря на ділянці 2-3

$$V_{2-3} = \frac{L_{2-3}}{F_{2-3} \cdot 3600} = \frac{500}{0,0177 \cdot 3600} = 7,85 \text{ м/с.}$$

$$F_{2-3} = (\pi d_{2-3}^2) / 4 = (3,14 \cdot 0,15^2) / 4 = 0,0177 \text{ м}^2.$$

3. Втрати тиску на ділянці 2-3 складаються з втрат тиску на подолання сил тертя і втрат тиску в місцевих опорах повітропроводу

$$\Delta P_{2-3} = P_T + \Delta P_M = \left(\frac{\lambda l_{2-3}}{d_{2-3}} + \xi_{2-3} \right) \frac{V_{2-3}^2}{2 \cdot g} \gamma = \left(\frac{0,03 \cdot 15}{0,15} + 3 \right) \frac{7,85^2 \cdot 12,16}{2 \cdot 9,8} = 229,4 \text{ Па.}$$

4. Витрати повітря на ділянці 1-2 дорівнюють сумі витрат на ділянці 2-3 і величині повітрообміну для приміщення А

$$L_{1-2} = L_{2-3} + L_A = 500 + 800 = 1300 \text{ м}^3/\text{год.}$$

5. Швидкість повітря на ділянці 1-2

$$V_{1-2} = \frac{L_{1-2}}{F_{1-2} \cdot 3600} = \frac{1300}{0,0314 \cdot 3600} = 11,5 \text{ м/с.}$$

$$F_{2-3} = (\pi d_{1-2}^2) / 4 = (3,14 \cdot 0,2^2) / 4 = 0,0314 \text{ м}^2.$$

6. Втрати тиску на ділянці 1-2

$$\Delta P_{1-2} = P_T + \Delta P_M = \left(\frac{\lambda l_{1-2}}{d_{1-2}} + \xi_{1-2} \right) \frac{V_{1-2}^2}{2 \cdot g} \gamma = \left(\frac{0,03 \cdot 15}{0,2} + 2,5 \right) \frac{11,5^2 \cdot 12,16}{2 \cdot 9,8} = 451,3 \text{ Па.}$$

7. Сумарні втрати тиску при русі повітря в повітропроводі

$$\Delta P = \Delta P_{1-2} + \Delta P_{2-3} = 451,3 + 229,4 = 680,7 \text{ Па.}$$

8. Потужність на валу електродвигуна вентилятора

$$N = \frac{L_{1-2} \cdot \Delta P}{3600 \eta_B \eta_{\Pi}} = \frac{1300 \cdot 680,7}{3600 \cdot 0,55 \cdot 0,95} = 470 \text{ Вт.}$$

4.30. Для системи вентиляції, схему якої наведено на рис. 4.28, визначити потужність на валу електродвигуна вентилятора. Витрати припливного повітря для приміщень вказано на рис. 4.28. Характеристику повітропроводів на ділянках подано в табл. 4.21. Коефіцієнт гідравлічного тертя дорівнює 0,025. Інші дані прийняти за попередньою задачею.

Таблиця 4.21

Вихідні дані до задачі 4.30

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Діаметр, мм										
ділянка 1-2	350	350	350	300	300	300	250	250	250	200
ділянка 2-3	300	300	200	200	200	250	250	250	200	200
ділянка 3-4	250	250	200	150	150	200	200	200	150	150
Довжина, м										
ділянка 1-2	10	12	14	16	18	20	18	16	14	12
ділянка 2-3	15	15	20	20	25	20	20	20	15	15
ділянка 3-4	30	25	20	30	25	20	30	25	20	30

Продовження табл. 4.21

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Сума коефіцієнтів місцевих опорів										
ділянка 1-2	0,7	0,6	1,0	1,0	0,9	0,8	0,8	0,7	1,0	1,0
ділянка 2-3	0,5	0,5	0,6	0,7	0,5	0,7	0,6	0,6	0,8	0,9
ділянка 3-4	0,8	0,7	1,5	1,2	1,0	1,1	1,2	1,0	1,5	1,5

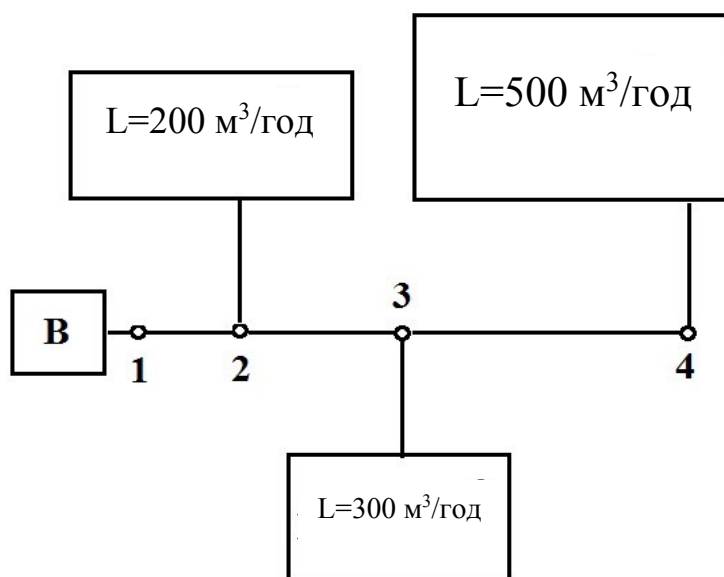


Рис. 4.28. Розрахункова схема системи вентиляції (до задачі 4.30): 1...4 – розрахункові точки; В – вентилятор

4.31. У приміщенні виділяється 5 кВт надлишкової теплоти, 1000 г/год надлишкової вологи і 30 г/год оксиду вуглецю. Обчислити витрати електроенергії електродвигуном вентилятора за 500 год його роботи, якщо довжина і діаметр повітропроводу дорівнює відповідно 25 м і 200 мм, а коефіцієнт гідравлічного тертя і сума коефіцієнтів місцевого опору дорівнює 0,03 і 3,5 відповідно. Коефіцієнти корисної дії вентилятора і передачі прийняти за задачею 4.29. При обчисленнях питому вагу повітря прийняти 12,2 Па/м.³

Відповідь: 1890 кВт*год.

4.32. Для системи механічної вентиляції необхідно нагрівати $1000 \text{ м}^3/\text{год}$ повітря від температури $10 \text{ }^\circ\text{C}$ до $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Визначити витрати теплоти калорифером, прийнявши питому теплоємність повітря $1000 \text{ Дж/кг}^\circ\text{C}$, а густину повітря $1,24 \text{ кг/м}^3$.

Відповідь: 3467 кВт .

4.33. Для умов попередньої задачі обчислити, як зміняться витрати теплоти і мережної води калорифером, якщо зовнішня температура повітря становитиме $t_{3,2} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$. Температуру води в подавальному й зворотному трубопроводах теплових мереж при температурі зовнішнього повітря $t_{3,1} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ прийняти $\tau_{п1} = 77 \text{ }^\circ\text{C}$, $\tau_{зв1} = 42 \text{ }^\circ\text{C}$, а при температурі зовнішнього повітря $t_{3,2} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$ $\tau_{п2} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$, $\tau_{зв2} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$. Питому теплоємність води прийняти рівною $4187 \text{ Дж/кг}^\circ\text{C}$.

Розв'язання

1. Витрати теплоти при зовнішній температурі $t_{3,2} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Q_2 = Q_1 \frac{t_{вн} - t_{3,2}}{t_{вн} - t_{3,1}} = 3467 \frac{20 - (-5)}{20 - 10} = 8668 \text{ Вт.}$$

2. Витрати мережної води при зовнішній температурі $t_{3,1} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

$$G_1 = \frac{Q_1}{c(\tau_{п1} - \tau_{зв1})} = \frac{3467}{4187(77 - 42)} = 0,024 \text{ кг/с.}$$

3. Витрати мережної води при зовнішній температурі $t_{3,2} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$

$$G_2 = \frac{Q_2}{c(\tau_{п2} - \tau_{зв2})} = \frac{8668}{4187(110 - 55)} = 0,038 \text{ кг/с.}$$

4.34. Визначити, до якої температури можна нагріти повітря в калорифері, якщо температура зовнішнього повітря дорівнює $-10 \text{ }^\circ\text{C}$, його витрати $1,7 \text{ кг/с}$. Витрати мережної води становлять $0,217 \text{ кг/с}$, а її температура знижується в калорифері зі $130 \text{ }^\circ\text{C}$ до $70 \text{ }^\circ\text{C}$. Теплоємність води і повітря прийняти відповідно $4187 \text{ Дж/кг}^\circ\text{C}$ і $1000 \text{ Дж/кг}^\circ\text{C}$.

Відповідь: $22 \text{ }^\circ\text{C}$.

4.35. У калорифері нагрівають 0,2 кг/с повітря від температури -15 °С до температури 18 °С. Визначити температуру мережної води на виході з калорифера, якщо на вході вона дорівнює 110 °С, а витрати води становлять 0,03 кг/с. Теплоємність води і повітря прийняти за попередньою задачею.

Відповідь: 57,46 °С.

4.36. У системі вентиляції передбачено встановлення теплообмінника-утилізатора, у якому зовнішнє повітря нагрівають до температури -5 °С. Обчислити теплову продуктивність калорифера і витрати води з теплових мереж для нагріву повітря. Необхідні для обчислень вихідні дані прийняти за попередньою задачею.

Розв'язання

1. Витрати теплоти для нагріву повітря без застосування утилізації теплоти в системі

$$Q_B = G_{\text{п}} C_{\text{п}} (t_B - t_3) = 1 * 1000 * [20 - (-20)] = 40000 \text{ Вт.}$$

2. Витрати води з теплових мереж

$$G_1 = \frac{Q_B}{C_{\text{п}}(t_1 - t_2)} = \frac{40000}{1000 * (135 - 70)} = 0,092 \text{ кг/с.}$$

3. Теплова продуктивність теплообмінника-утилізатора (витрати теплоти для нагріву повітря від температури -20 °С до температури -5 °С)

$$Q_y = G_{\text{п}} C_{\text{п}} (t_y - t_3) = 1 * 1000 * [-5 - (-20)] = 15000 \text{ Вт.}$$

4. Теплова продуктивність калорифера (витрати теплоти для нагріву повітря) для системи з утилізацією теплоти

$$Q_2 = Q_B - Q_y = 40000 - 15000 = 25000 \text{ Вт.}$$

5. Витрати води з теплових мереж для системи з утилізацією теплоти

$$G_2 = \frac{Q_2}{c_{п}(t_1 - t_2)} = \frac{25000}{1000 \cdot (135 - 70)} = 0,092 \text{ кг/с.}$$

4.37. З приміщення видаляють 3 кг/с з температурою 18 °С. Температура зовнішнього повітря дорівнює -15 °С. У системі вентиляції передбачено встановлення теплообмінника-утилізатора з площею поверхні теплообміну 15 м². Коефіцієнт теплопередачі і середня логарифмічна різниця температур мережної води і повітря дорівнюють відповідно 50 Вт/м²°С і 80 °С. Визначити температуру нагріву свіжого повітря в утилізаторі і температуру відхідного повітря на виході з теплообмінника-утилізатора.

Відповідь: температура нагріву свіжого повітря в утилізаторі дорівнює -9 °С; температура витяжного повітря на виході з теплообмінника-утилізатора дорівнює 12 °С.

4.38. Визначити річну економію теплоти для нагріву повітря в системі вентиляції з теплообмінником-утилізатором, якщо при витратах витяжного повітря 0,5 кг/с його охолодження в апараті становить 2 °С. Тривалість роботи системи вентиляції прийняти 150 діб за сезон і 8 год за добу. Теплоємність повітря прийняти 1000 Дж/кг°С.

Відповідь: 4,32 ГДж/р.

4.39. До приміщення необхідно подавати 30 м³/год з температурою $t_{п} = 20$ °С. Визначити економію витрат теплоти на нагрів повітря, якщо в системі кондиціонування застосовано рециркуляцію повітря (див. рис. 1.2). Витрати рециркуляційного повітря 30 м³/год, густина повітря 1,2 кг/м³. Температура зовнішнього повітря дорівнює -20 °С.

Відповідь: 0,12 кВт.

4.40. Показники роботи системи кондиціонування повітря подано в табл. 4.22. Обчислити зміну витрат електроенергії і теплоти за період роботи системи 3000 год, якщо при її реконструкції передбачено монтаж лінії рециркуляції, витрати повітря через яку дорівнюють 0,15 кг/с.

Вихідні дані до виконання задачі 4.40

Показник	Величина
1. Витрати повітря, кг/с	0,5
2. Втрати тиску при русі повітря, Па	
- через кондиціонер, H_K	5000
- по повітропроводу, H_B	1000
- по лінії рециркуляції, H_{B1}	700
3. Напір повітря на вході до приміщення H_{BB} , м вод. ст.	10,5
4. Температура повітря, °С	
- зовнішнього	-15
- внутрішнього	20
5. Коефіцієнт корисної дії вентилятора	0,35

Розв'язання

1. Теплова продуктивність калорифера

$$Q_1 = G_{\text{п}} C_{\text{п}} (t_{\text{в}} - t_{\text{з}}) = 0,5 * 1000 * [20 - (-15)] = 17500 \text{ Вт.}$$

2. Річні витрати теплоти для вихідного варіанта системи

$$Q_{1\text{р}} = Q_1 * 3000 * 3600 = 189 * 10^9 \text{ Дж/р.}$$

3. Необхідний напір повітря на виході з вентилятора

$$H_{1\text{в}} = H_{\text{BB}} + H_K + H_B = 10,5 + 0,5 + 0,1 = 11,1 \text{ м вод. ст.}$$

$$H_K = 5000 \text{ Па} = 0,5 \text{ м вод. ст.}$$

$$H_B = 1000 \text{ Па} = 0,1 \text{ м вод.ст.}$$

4. Потужність електродвигуна вентилятора

$$N_1 = \frac{G_{\text{п}} * H_{1\text{в}} * g}{1000 * \eta_{\text{в}}} = \frac{11,1 * 0,5 * 9,8}{1000 * 0,35} = 0,155 \text{ кВт.}$$

5. Річні витрати електроенергії системою для вихідного варіанта

$$N_{p1} = N_1 * 3000 = 0,155 * 3000 = 465 \text{ кВт*год.}$$

6. Необхідний напір повітря на виході з вентилятора при рециркуляції повітря

$$H_{2B} = H_{BB} + H_K + H_B + H_{B1} = 10,5 + 0,5 + 0,1 + 0,07 = 11,17 \text{ м вод. ст.}$$

7. Потужність електродвигуна вентилятора при рециркуляції

$$N_2 = \frac{G_{п} * H_{2B} * g}{1000 * \eta_B} = \frac{11,17 * 0,5 * 9,8}{1000 * 0,35} = 0,1564 \text{ кВт.}$$

8. Річні витрати електроенергії при рециркуляції

$$N_{p2} = N_2 * 3000 = 0,1564 * 3000 = 469,2 \text{ кВт*год.}$$

9. Збільшення річних витрат електроенергії

$$\Delta N = N_{p2} - N_{p1} = 469,2 - 465 = 4,2 \text{ кВт*год.}$$

10. Зменшення витрат теплоти при використанні рециркуляції

$$Q_{\text{рец}} = G_{\text{рец}} C_{п} (t_B - t_3) = 0,15 * 1000 * [20 - (-15)] = 5250 \text{ Вт.}$$

11. Річна економія теплоти

$$Q_{\text{річ}} = Q_{\text{рец}} * 3000 * 3600 = 5250 * 3000 * 3600 = 56,7 * 10^9 \text{ Дж} = 56,7 \text{ ГДж.}$$

Висновки: улаштування системи з рециркуляцією забезпечить економію $56,7 * 10^9$ Дж/р. теплоти. Для цього необхідні капітальні вкладення в реконструкцію і зростання витрат на електроенергію приблизно на 1 %.

4.41. Калорифер системи механічної вентиляції приєднано до парових теплових мереж з тиском пари $P=0,2$ МПа і температурою $t=150$ °С. Визначити витрати пари з теплових мереж для нагріву 7000 м³/год від температури 5 °С до 18 °С. Густина повітря прийняти рівною $1,24$ кг/м.³ Питому теплоємність повітря прийняти 1005 Дж/кг°С.

Розв'язання

1. Витрати теплоти для нагріву повітря

$$Q_{\text{пв}} = G_{\text{пв}} * C(t_2 - t_1) = \frac{7000}{3600} * 1005(18 - 5) = 25400 \text{ Вт.}$$

2. Оскільки у процесі теплообміну між паром і повітрям змінюється агрегатний стан «гарячої» речовини (пара конденсується), обчислення слід виконувати, використовуючи значення ентальпії «гарячої» речовини на вході й виході калорифера. Величини ентальпії визначаємо за таблицями роботи [3].

Ентальпія водяної пари при тиску $P=0,2$ МПа становить $i_{\text{п}}=2800*10^3$ Дж/кг $^{\circ}$ С.

Ентальпія конденсату пари при вказаному тиску дорівнює $i_{\text{к}}=628*10^3$ Дж/кг $^{\circ}$ С.

3.3 теплого балансу калорифера, який встановлює рівність відданої паром та прийнятої повітрям теплоти, визначаємо витрати пари:

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{пв}} = D_{\text{п}}(i_{\text{п}} - i_{\text{к}});$$

$$D_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{пв}}}{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}} = \frac{25400}{(2800 - 628) * 10^3} = 0,012 \text{ кг/с} = 42 \text{ кг/год.}$$

4.42. Обчислити вартість витраченої за 600 год роботи вентилятора електроенергії. Характеристику приміщень і параметри повітропроводів подано в табл. 4.23. Температура внутрішнього і зовнішнього повітря дорівнюють відповідно 20 $^{\circ}$ С і 17 $^{\circ}$ С. Питому вагу повітря прийняти 12,2 Па/м. 3 Обчислення здійснити для тарифу на електроенергію 0,3 грн/кВт*год.

Таблиця 4.23

Вихідні дані до задачі 4.42

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кількість людей у приміщенні	70	100	120	140	160	180	200	250	275	300
Надходження теплоти, Вт/люд	60	60	60	65	65	65	70	70	75	75
Надходження вологи, г/люд	80	80	75	75	70	70	60	60	50	50
Надходження оксиду вуглецю, г/год	15	20	25	25	30	25	20	15	15	10
Довжина повітропроводу, м	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
Діаметр повітропроводу, мм	150	150	200	200	200	250	250	250	300	300
Коефіцієнт корисної дії вентилятора	0,45	0,45	0,45	0,50	0,50	0,50	0,55	0,55	0,55	0,55
Коефіцієнт корисної дії передачі	0,92	0,92	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,96	0,96
Коефіцієнт гідравлічного тертя	0,025	0,025	0,027	0,027	0,03	0,03	0,035	0,035	0,03	0,03
Сума коефіцієнтів місцевого опору	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0

4.43. Обчислити витрати електроенергії вентилятором за 8 год роботи вентилятора впродовж доби опалювального періоду. Система має повітропровід довжиною 20 м і питомі втрати тиску на подолання сил тертя 60 Па/м. Втрати тиску в місцевих опорах становлять 30 % втрат через тертя, а гідравлічний опір калорифера для нагріву повітря дорівнює 1 кПа. Витрати повітря

становлять $800 \text{ м}^3/\text{год}$. Коефіцієнти корисної дії вентилятора і передачі дорівнюють відповідно $0,6$ і $0,95$.

Відповідь: $7,98 \text{ кВт}\cdot\text{год}$.

4.44. Використовуючи I-d діаграму вологого повітря, визначити його параметри у характерних точках процесу обробки повітря в центральному кондиціонері в літній період року для таких умов: параметри внутрішнього повітря $t_B = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_B = 60 \%$; параметри зовнішнього повітря $t_H = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_H = 50 \%$; різниця температур припливного повітря й повітря у приміщенні $\Delta t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$; відносна вологість повітря після зрошувальної камери $\varphi_K = 95 \%$; теплові надходження у приміщення $\sum Q = 40000 \text{ Вт} = 34482 \text{ ккал/год}$, надходження вологи $\sum W = 30 \text{ кг/год}$.

Розв'язання

1. На I-d діаграмі знаходимо точку В, яка характеризує стан повітря у приміщенні (перетин ізоліній $t_B = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_B = 60 \%$). Тепловміст повітря даного стану дорівнює $i_B = 10 \text{ ккал/кг} = 41,9 \text{ кДж/кг}$.

2. Обчислюємо кутовий коефіцієнт процесу зміни стану у приміщенні.

3. Відповідно до визначеного кутового коефіцієнта ε проводимо лінію процесу від точки В до перетину з ізотермою $t_{\Pi} = t_B - \Delta t = 20 - 5 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$. Параметри повітря у точці П: $\varphi_{\Pi} = 65 \%$, $i_{\Pi} = 7,7 \text{ ккал/кг} = 32,26 \text{ кДж/кг}$, $d_{\Pi} = 6,7 \text{ г/кг}$. Точка П характеризує стан повітря на виході з повітряонагрівача другого підігріву.

4. Точка К характеризує стан повітря на виході з камери зрошення. Її положення знаходимо на перетині лінії $d_{\Pi} = \text{const}$ з лінією $\varphi_K = 95 \%$. Параметри повітря в точці К: $i_K = 6,4 \text{ ккал/кг} = 26,82 \text{ кДж/кг}$, $t_{\Pi} = 9,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

5. За заданими температурою і відносною вологістю зовнішнього повітря $t_H = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_H = 50 \%$ знаходимо точку Н. Тепловміст (ентальпія) і вологовміст у точці дорівнюють відповідно $i_H = 15 \text{ ккал/кг} = 62,85 \text{ кДж/кг}$, $d_{\Pi} = 13 \text{ г/кг}$.

6. З'єднуючи точки Н і К, отримуємо лінію процесу в камері зрошення.

Процес обробки повітря в кондиціонері послідовно проходить такі етапи:

- охолодження і зволоження в камері зрошення (кількість теплоти, що відводять, при цьому дорівнює $q_1 = i_H - i_K = 15 - 6,4 = 8,6$ ккал/кг = 36,03 кДж/кг);

- нагрівання повітря в повітронагрівачі другого підігріву (кількість підведеної теплоти дорівнює $q_2 = i_{II} - i_K = 7,7 - 6,4 = 1,3$ ккал/кг = 5,45 кДж/кг);

- процес асиміляції теплоти у приміщенні; зміна тепловмісту повітря становить $q_3 = i_B - i_{II} = 10 - 7,7 = 2,3$ ккал/кг = 8,38 кДж/кг.

4.45. Використовуючи результати обчислень попередньої задачі, визначити теплову продуктивність підігрівача другого підігріву, якщо витрати повітря дорівнюють 1800 м³/год. Обчислити також площу поверхні теплопередачі підігрівача, якщо коефіцієнт теплопередачі дорівнює 200 Вт/м²°С, а середня логарифмічна різниця температур речовин в апараті становить 35 °С. Густину повітря при $t_0 = 20$ °С прийняти 1,2 кг/м³. При обчисленнях питому теплоємність повітря прийняти рівною 1005 Дж/кг°С.

Розв'язання

1. Середня температура повітря в підігрівачі другого ступеня

$$t_{cp} = 0,5(t_K + t_{II}) = 0,5(9,5 + 15) = 12,25 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2. Густина повітря при температурі $t_{cp} = 12,25$ °С

$$\rho = \rho_0 \frac{T_{cp}}{T_0} = 1,2 \frac{293}{285,25} = 1,23 \text{ кг/м}^3.$$

3. Масові витрати повітря

$$G = V \cdot \rho = \frac{1800}{3600} \cdot 1,23 = 0,615 \text{ кг/с}.$$

4. Теплова продуктивність підігрівача

$$Q_{\text{пв}} = G * C(t_2 - t_1) = 0,615 * 1005(15 - 9,5) = 3399,4 \text{ Вт.}$$

5. Площу поверхні теплопередачі визначасмо з рівняння теплопередачі

$$F = \frac{Q_{\text{пв}}}{K * \Delta t} = \frac{3399,4}{200 * 35} = 0,49 \text{ м}^2.$$

4.46. Використовуючи результати обчислень задачі 4.44 визначити тепловий потік, що відводять від повітря в камері зрошення.

Відповідь: 22,16 кВт.

4.47. За допомогою I-d діаграми вологого повітря визначити витрати теплоти, яку необхідно відводити від повітря в камері зрошення центрального кондиціонера в літній період року. Вихідні дані для обчислень прийняти за табл. 4.24. Питому вагу повітря при $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ і його теплоємність прийняти за задачею 4.45.

Таблиця 4.24

Вихідні дані до задачі 4.47

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Внутрішнє повітря: температура, $^\circ\text{C}$	17	17	18	18	19	19	20	20	21	21
відносна вологість, %	55	60	55	60	55	60	55	60	55	60
Зовнішнє повітря: температура, $^\circ\text{C}$	25	30	25	3	25	30	25	30	25	30
відносна вологість, %	40	45	50	40	45	50	40	45	40	45
Теплові надходження, кВт	30	40	35	45	40	45	35	45	30	40
Надходження вологи, кг/год	25	30	32	35	40	45	50	40	35	30
Витрати повітря, тис. $\text{м}^3/\text{год}$	1,5	2,0	2,0	2,5	2,2	2,7	2,5	2,8	2,0	1,7

Контрольні запитання

1. Які параметри повітря належать до метеорологічних?
2. Що таке вологе повітря?
3. Назвіть основні лінії I-d діаграми.
4. Як визначити витрату теплоти на нагрів повітря?
5. Від чого залежать розрахункові параметри зовнішнього повітря?
6. Які завдання припливно-витяжної вентиляції?
7. Коли доцільна загальнообмінна вентиляція?
8. Для яких випадків застосовується місцева припливна й місцева витяжна вентиляція?
9. Вказати величини, від яких, залежать втрати тиску при русі повітря в повітропроводі.
10. Як проводять аеродинамічний розрахунок повітропроводів?
11. Чим відрізняються спліт-системи й віконні кондиціонери?
12. У чому полягає різниця між центральним кондиціонером і рифтопом?
13. Що таке рециркуляція повітря? Коли її використовують?
14. З яких блоків складається центральний кондиціонер?
15. Назвати призначення камери зрошування центрального кондиціонера.
16. Які основні функції побутових кондиціонерів?
17. Що характеризує кутовий коефіцієнт?

Бібліографічний список

1. Норми та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарські потреби в Україні [Текст]: керівний технічний матеріал 204 України, 244-94, 195. – К., 1994. – 636 с.

2. Базовые энергоустановки и окружающая среда [Текст]: учеб. пособие / под ред. В.А. Маляренко; Харьк. гос. акад. гор. хозяйства.- Х: ХГАГХ, 2002. – 398 с.

3. Теплотехнический справочник [Текст] / под общ. ред. В. Н. Юренева, П. Д. Лебедева. – М.: Энергия, 1976. – Т.2. – 896 с.

4. Алексеев, М. И., Городские инженерные сети и коллекторы [Текст] / М. И. Алексеев, В. Д. Дмитриев [и др.] – Л.: Стройиздат, 1990. – 384с.

5. Справочник по гидравлике [Текст] / под общ. ред. В. А. Большакова. – К.: Вища школа, 1984. – 368 с.

6. Тепловая изоляция [Текст] / под ред. Г. Ф. Кузнецова. – М.: Стройиздат, 1995. – 421 с.

7. Алексахін, О. О. Приклади й розрахунки з теплопостачання та опалення. [Текст] / О. О. Алексахін, О. М. Герасимова. – Харків: ХДАМГ, 2002. – 206 с.

8. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст]: справ. пособие / Л. Д. Богуславский, В.И. Ливчак, В. П. Титов [и др.]; под общ. ред. Л. Д. Богуславского. – М.: Стройиздат, 1990. – 624 с.

9. Пластинчатые теплообменники в промышленности [Текст]: учеб. пособие / Л. Л. Товажнянский, П. А. Капустенко, Г. Л. Хавин [и др.]; под общ. ред. Л. Л. Товажнянского; Нац. техн. университет «Харьковский политехнический институт». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – 232 с.

10. Тарадай, А. М. Основы разработки пластинчатых теплообменников для систем теплоснабжения [Текст] / А. М. Тарадай. – Харьков: Основа, 1998. – 192 с.

11. Зингер, Н. М. Пластинчатые теплообменники в системах теплоснабжения [Текст] / Н. М. Зингер, А. М. Тарадай, Л. С. Бармина. – М.: Энергоиздат, 1995. – 256 с.

12. Повышение эффективности работы тепловых пунктов [Текст] / Н. М. Зингер, В. Г. Бестолченко, А. А. Жидков. – М.: Стройиздат, 1990. – 185 с.

13. ДБН Д.2.2-19-99. Ресурсные элементные сметные нормы на строительные работы [Текст]: сборник 19. Газоснабжение – внутренние устройства – К.: Держбуд України, 2000. – 16 с.

14. ДБН В.2.5-20-2001. Инженерное оборудование зданий и сооружений. Внешние сети и сооружения. Газоснабжение [Текст]. – К.: Госстрой Украины, 2001. – 130 с.

15. Инженерне обладнання населених місць [Текст]: підручник / М. О. Шульга, І. Л. Деркач, О. О. Алексахін. – Харків: ХНАМГ, 2007. – 259 с.

16. Ионин, А. А. Газоснабжение [Текст] / А. А. Ионин. – М.: Стройиздат, 1989. – 327 с.

17. ДСТУ – НБВ.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія [Текст]: чинний від 01.11.2011 р. [Текст] – К.: Мінрегіонбуд, 2011. – 123 с.

18. Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха [Текст] / под ред. И. Г. Староверова. - М.: Стройиздат, 1978. – 415 с.

19. Баркалов, Б. В. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях [Текст] / Б. В. Баркалов, Е. Е. Карпис. - М.: Стройиздат, 1982. – 322 с.

20. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування [Текст]: чинний від 01.10.2013 р. – К.: Мінрегіонбуд та ЖКГ України, 2013. – 167 с.

21. Титов, В. П. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий: учеб. пособие для вузов / В. П. Титов, Э. В. Сазонов, Ю. С. Краснов, В. И. Новожилов. — М.: Стройиздат, 1985. – 208 с.

22. Кокорин, О. Я. Отечественное оборудование для создания систем вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст] / О. Я. Кокорин, А. М. Дерипасов. - М.: ИКФ „КАТАЛОГ”, 2002. – 315 с.

23. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика [Текст]. – М.: Евроклимат. – 2000. – 433 с.

24. Ананьев, В. А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика [Текст] / В. А. Ананьев, Л. Н. Балужева, А. Д. Гальперин - М.: "ЕВРОКЛИМАТ", 2001 - 416 с.

25. Шульга, М. О. Вентиляція та кондиціонування повітря: навч. посібник [Текст] / М. О. Шульга, І. П. Юхно; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Харків: ХНАМГ, 2004. – 214 с.

26. Шульга, М. О. Теплогазопостачання і вентиляція [Текст]: навч. посібник / М. О. Шульга, О. О. Алексахін, Д. О. Шушляков; Харк. нац. унів-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова – Харків: ХНУМГ, 2014. – 191 с.

27. ГОСТ 21.602-2003. Система проектной документации для строительства. Правила выполнения рабочей документации отопления, вентиляции и кондиционирования. Рабочие чертежи [Текст]: дата введ. 01.06.2003 г. - М.: Межгосударственный стандарт, 2003. – 34 с.

28. Якубчик, П. П. Справочник по инженерному оборудованию жилых и общественных зданий [Текст] / П. П. Якубчик, А. Е. Татура, Н. А. Черников [и др.]. – К.: Будивельник, 1989. – 360 с.

Додатки

Додаток 1

Співвідношення одиниць вимірювання міжнародної системи з одиницями інших систем

Тиск	$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 10 \text{ дин/см}^2 = 0,102 \text{ мм вод. ст.} = 1,02 \cdot 10^{-5} \text{ атм(кг/см}^2) = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ мм рт. ст.}$
Робота і енергія, кількість теплоти	$1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н}\cdot\text{м} = 0,239 \text{ ккал} = 0,278 \text{ кВт}\cdot\text{год}$
Потужність, тепловий потік	$1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж/с} = 0,862 \text{ ккал/год} = 0,102 \text{ кг}\cdot\text{м/с} = 10^7 \text{ ерг/с}$
Теплоємність	$1 \text{ ккал/(кг}\cdot\text{}^\circ\text{С)} = 4,187 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{}^\circ\text{С)}$
Коефіцієнт теплопровідності	$1 \text{ ккал/(м}\cdot\text{год}^\circ\text{С)} = 1,163 \text{ Вт/(м}\cdot\text{}^\circ\text{С)}$
Коефіцієнт теплопередачі, тепловіддачі	$1 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{год}^\circ\text{С)} = 1,163 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{}^\circ\text{С)}$

Додаток 2

Утворення деяких кратних і часткових одиниць

Кратність, частковість	Назва	Скорочене позначення	
		Українське	Міжнародне
10^{12}	тера	Т	T
10^9	гіга	Г	G
10^6	мега	М	M
10^3	кіло	К	K
10^2	гекто	Г	h
10^1	дека	да	da
10^{-1}	деци	д	d
10^{-3}	мілі	м	m
10^{-6}	мікро	мк	μ
10^{-9}	нано	н	n
10^{-12}	піко	п	p

Теплотехнічні показники деяких будівельних матеріалів
і конструкцій

Матеріал	Щільність, кг/м ³	Розрахунковий коефіцієнт			
		Теплопровідність λ , Вт/(м ^{°C})		Теплозасвоєння S , Вт/(м ² °C)	
		А	Б	А	Б
1	2	3	4	5	6
1. Залізобетон	2500	1,92	2,04	17,98	16,95
2. Керамзитобетон на керамзитовому піску і керамзитобетон	1200	0,44	0,52	6,36	7,57
3. Те саме	500	0,17	0,23	2,55	3,25
4. Керамзитобетон на перлітовому піску	1000	0,35	0,41	5,57	6,43
5. Те саме	800	0,29	0,35	4,54	5,32
6. Перлітобетон	1200	0,44	0,50	6,96	8,01
7. Те саме	600	0,19	0,23	3,24	3,84
8. Газо- та пінобетон, газо- та піносілікат	800	0,33	0,37	4,92	5,63
	600	0,22	0,26	3,36	3,91
	400	0,14	0,15	2,19	2,42
	300	0,11	0,13	1,68	1,95
9. Газо- та пінозалізобетон	1000	0,44	0,50	6,68	8,01
	800	0,35	0,41	5,48	6,44
10. Цементно-піщаний розчин	1800	0,76	0,93	9,60	11,09
11. Складний розчин (пісок, вапно, цемент)	1700	0,70	0,87	8,95	10,42
12. Вапняно-піщаний	1600	0,70	0,81	8,69	9,76
13. Цегляна кладка з суцільної цегли					
14. Глиняна звичайна на цементно-піщаному розчині	1800	0,7	0,81	9,20	10,12
15. Те саме	1700	0,64	0,76	8,64	9,70
16. Глиняна звичайна на цементно-перлітовому розчині	1600	0,58	0,70	8,08	9,23
17. Силікатна на цементно-піщаному розчині	1800	0,76	0,87	9,77	10,90

1	2	3	4	5	6
18. Трепельна на цементно-піщаному розчині	1200	0,47	0,52	6,26	6,44
19. Гравій керамзитовий	600	0,17	0,20	2,62	2,91
20. Те саме	300	0,12	0,13	1,56	1,66
21. Щєбінь із доменного шлаку	400	0,14	0,16	1,94	2,12
22. Бітумні, нафтові будівельні та кровельні матеріали	1000	0,17	0,17	4,56	4,56
23. Асфальтобетон	2100	1,05	1,05	16,43	16,43
24. Лінолеум багатшаровий полівінілхлоридний	1800	0,35	0,35	8,22	8,22
25. Сосна та ялина уздовж волокон	500	0,29	0,35	5,56	6,33
26. Дуб уздовж волокон	700	0,35	0,41	6,90	7,83
Теплоізоляційні матеріали					
27. Мати Paroc	30	0,0365	-	-	-
28. Плити Paroc	35	0,0335	-	-	-
29. Перлітопластбетон	100	0,04	0,05	0,56	0,66
30. Пінополістирол	150	0,05	0,06	0,89	0,99
31. ISOVER	65	0,04	0,04	0,48	0,56
32. Плити ППУ	50	0,027	-	-	-

Додаток 4

Укрупнені показники максимального теплового потоку на опалення будинків на 1 м² загальної площі q₀, Вт/(м²·°C)

Етажність	Характеристика будинків	Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення, °C					
		-5	-10	-15	-20	-25	-30
Для будинків, споруджених до 1985 р.							
1...2	Без урахування впровадження енергозберігаючих засобів	6,43	5,5	4,85	5,39	4,95	4,79
3...4		4,13	3,75	3,3	3,08	2,93	2,79
5 та більше		2,83	2,50	2,33	2,08	2,0	1,83
1...2	З урахуванням впровадження енергозберігаючих засобів	6,39	5,46	4,85	5,11	4,67	4,54
3...4		3,91	3,46	3,12	2,92	2,77	2,67
5 та більше		2,83	2,46	2,21	1,97	1,91	1,83
Для будинків, споруджених після 1985 р.							
1...2	За новими типовими проектами	6,3	5,43	4,82	4,37	4,02	3,68
3...4		3,22	2,86	2,606	2,40	2,26	2,10
5 та більше		2,83	2,39	2,12	1,92	1,88	1,777

Додаток 5

Питомі опалювальні характеристики житлових будинків,
споруджених у 1971 р. й пізніше, кДж/(м³ · год · °С)

Об'єм будинку, м ³	Питомі опалювальні характеристики для районів із зовнішньою температурою -30 °С		Об'єм будинку, м ³	Питомі опалювальні характеристики для районів із зовнішньою температурою -30 °С	
	1971-1980 рр.	Після 1981 р.		1971-1980 рр.	Після 1981 р.
до 200	3,22	3,31	2000-5000	1,88	1,8
200-300	3,05	3,14	5000-10 ⁴	1,59	1,51
300-400	2,68	2,97	(1-1,5)10 ⁴	1,51	1,42
400-500	2,51	2,81	(1,5-2,5)* 10 ⁴	1,42	1,38
500-1000	2,3	2,43	>2,5* 10 ⁴	1,38	1,38
1000-2000	2,18	2,09			

Додаток 6

Питомі опалювальні характеристики громадських споруд та закладів обслуговування населення, кДж/(м³ · год · °С)

Будівлі	Об'єм за зовнішнім обміром, тис. м ³	Питомі опалювальні характеристики для районів із зовнішньою температурою -30 °С	
		до 1980 р.	після 1981 р.
адміністративні	5-10	1,59	1,59
	10-15	1,46	1,46
	понад 15	1,34	1,34
кінотеатри	до 5	1,55	1,63
	5-10	1,38	1,42
	понад 10	1,25	1,30
магазини, універмаги	до 5	1,51	1,75
	5-10	1,34	1,55
	понад 10	1,25	1,34
дитячі садочки та ясла	до 5	1,59	1,72
	понад 10	1,42	1,59
школи	до 5	1,63	1,75
	5-10	1,46	1,59
	понад 10	1,38	1,46
поліклініки, лікарні	до 5	1,67	1,67
	5-10	1,51	1,51
	10-15	1,34	1,34
	понад 10	1,25	1,25

Норми витрат гарячої води при температурі 55 °С на
гаряче водопостачання

Споживачі	Розмірність	Норма витрат, л/доба
1. Житлові будинки квартирного типу: - з централізованим гарячим водопостачанням, обладнані умивальниками, мийками та душем - з сидячими ваннами, обладнаними душами - з ваннами довжиною від 1,5 до 1,7 м, обладнані душами - висотою понад 12 поверхів з централізованим гарячим водопостачанням	1 мешканець	85 90 105 115
2. Гуртожитки: - із загальним душем - із душем у всіх житлових кімнатах - із загальними кухнями й блоками душових на поверхах	1 мешканець	50 60 80
3. Готелі й пансіонати: - із загальними душами та ваннами - із душами в усіх окремих номерах	1 місце	70 140
4. Лікарні: - із загальними душами та ваннами - з санвузлами, наближеними до палатних - з водогрязелікуванням	1 ліжко	75 90 300
5. Магазили: - продовольчі - промтоварні	1 працівник у зміну	65 5

Розрахункові параметри зовнішнього повітря для
деяких міст України

Місто	Розрахункова географічна широта, град п. ш.	Період року	Температура, °C		Кількість градусо-діб опалювального періоду
			$t_{рв}$	$t_{ро}$	
Вінниця	48	теплий холодний	23 -10	27,3 -21	3610
Дніпро	48	теплий холодний	26,5 -9	31 -23	3325
Донецьк	49	теплий холодний	25,3 -10	30,4 -23	3623
Житомир	48	теплий холодний	23,1 -9	27,7 -22	3610
Запоріжжя	48	теплий холодний	27,1 -8	31,2 -22	3202
Івано- Франківськ	48	теплий холодний	22,8 -9	27,4 -20	3330
Київ	51	теплий холодний	23,7 -10	28,7 -22	3572
Кропивницький	48	теплий холодний	25,8 -5,4	29,7 -22	3515
Луганськ	48	теплий холодний	27,4 -10	31,8 -25	3528
Луцьк	52	теплий холодний	22,6 -9	27,2 -20	3403
Львів	48	теплий холодний	22,1 -9	26,4 -19	3476
Миколаєв	48	теплий холодний	27,9 -7	31 -20	2904
Одеса	48	теплий холодний	25 -6	28,6 -18	2805
Полтава	48	теплий холодний	24,8 -11	29,4 -23	3721
Рівно	52	теплий холодний	22,6 -9	25,1 -21	3555
Севастополь	44	теплий холодний	25 0	29,4 -11	2015
Сімферополь	44	теплий холодний	26,1 -4	31,8 -15	2544
Суми	52	теплий холодний	23,6 -12	28,2 -24	3997
Ужгород	48	теплий холодний	24,2 -6	28,1 -18	2657
Харків	50	теплий холодний	25,1 -11	29,4 -23	3799
Херсон	48	теплий холодний	29 -7	30,6 -19	2906
Черкаси	50	теплий холодний	24,5 -9	29,1 -22	3591

Насичена пара і вода на лінії насичення (за температурою)

Темпе- ратура t, °С	Тиск, МПа	Питомий об'єм, м ³ /кг		Теплота пароутворення, кДж/кг	Ентальпія, кДж/кг	
		вода	пара		вода	пара
0	0,00061	0,001	206,32	2501	0	2501
20	0,002334	0,0010017	57,833	2453,8	83,86	2537,7
40	0,00738	0,0010078	19,548	2406,5	167,45	2574
60	0,00199	0,0010171	7,6807	2358,4	251,09	2609,5
80	0,04736	0,0010292	3,4104	2300,9	334,92	2643,8
100	0,10133	0,0010437	1,6738	2257,2	419,06	2676,3
120	0,19854	0,0010606	0,89202	2202,9	503,07	2706,6
140	0,36136	0,0010801	0,50875	2144,9	589,1	2734,0
160	0,61804	0,0011022	0,30685	2082,2	675,5	2757,7
180	1,0027	0,0011275	0,19381	2014,0	763,1	2777,1
200	1,5551	0,0011567	0,12714	1939,0	852,4	2791,4
220	2,3201	0,001190	0,08602	1856,2	943,7	2799,9
240	3,348	0,0012291	0,05964	1764,0	1037,6	2801,6
260	4,694	0,0012756	0,04212	1660,2	1135,0	2795,2
280	6,4191	0,0013324	0,0301	1541,6	1237,0	2778,6
300	8,5917	0,0014041	0,02162	1403,0	1345,4	2748,4
320	11,290	0,0014995	0,01544	1236,2	1463,4	2699,6
340	14,608	0,001639	0,01078	1025,5	1596,8	2622,3
360	18,674	0,001893	0,00697	722,6	1763,1	2485,7

Норми теплових витрат ізольованими теплопроводами водяних теплових мереж у непрохідних каналах і при безканалъному прокладанні при середньорічній температурі ґрунту на глибині прокладання +5°C

Зовнішній діаметр труб, мм	Питомий тепловий потік, Вт/м				
	З поверхні зворотної труби при $t_{cp}=50^{\circ}C$	З поверхні подавальної труби	Сумарний при сумісному прокладанні	З поверхні подавальної труби	Сумарний при сумісному прокладанні
		При температурі подавальної труби, $^{\circ}C$ $t_{max}=95, t_{min}=40, t_{cp}=65$		При температурі подавальної труби, $^{\circ}C$ $t_{max}=150, t_{min}=70, t_{cp}=90$	
32	23	29	51	37	60
57	29	36	65	46	75
76	34	41	75	52	86
89	36	44	80	57	93
108	40	49	89	63	103
159	49	60	109	76	124
219	59	72	131	92	151
273	70	84	154	104	174
325	79	94	173	116	195
377	88	-	-	124	212
426	95	-	-	141	236
478	106	-	-	153	260
529	117	-	-	165	282
630	133	-	-	188	321
720	145	-	-	211	356
820	164	-	-	233	397
920	180	-	-	254	434
1020	198	-	-	279	477

Питомі втрати теплоти 1 м ізолюваного паропроводу з урахуванням додаткових втрат теплоти арматурою, опорами, компенсаторами при різниці температур між паром і навколишнім середовищем 1 °С, Вт/м·°С

Зовнішній діаметр труби, мм	Надземне прокладання			Прокладання в непрохідних каналах		
	Температура пари, °С					
	200	250-300	350-450	200	250-350	350-450
45	0,545	0,534	0,534	0,534	0,534	0,522
57	0,603	0,592	0,592	0,58	0,568	0,557
70	0,661	0,661	0,65	0,638	0,638	0,626
89	0,719	0,708	0,684	0,696	0,673	0,661
108	0,79	0,766	0,754	0,754	0,724	0,719
133	0,858	0,835	0,824	0,824	0,8	0,79
159	0,928	0,905	0,89	0,89	0,87	0,858
219	1,09	1,08	1,06	1,044	1,03	1,01
273	1,24	1,218	1,17	1,195	1,17	1,125
325	1,39	1,36	1,31	1,33	1,3	1,26
377	1,53	1,47	1,415	1,485	1,415	1,37
426	1,55	1,51	1,415	1,5	1,415	1,36
478	1,67	1,59	-	1,61	1,52	1,45
529	1,75	1,69	-	1,68	1,64	1,54
630	1,96	1,87	-	1,88	1,8	1,705
720	2,12	2,03	-	2,03	1,95	1,86
820	2,35	2,25	-	2,26	2,17	2,06
920	2,64	2,48	-	2,53	2,39	2,26
1020	2,91	2,75	-	2,78	2,64	2,48

Додаток 12

Теплові втрати ізольованими трубопроводами квартальної мережі
водопостачання для різних умов прокладання

Діаметр, мм	Втрати теплоти 1 м трубопроводу, Вт/м			
	Подавальний		Циркуляційний	
	У підвалі	У каналі	У підвалі	У каналі
200	63,34	56,26	51,16	43,85
150	48,72	43,38	42,92	33,756
125	50,11	42,20	40,48	34,68
100	42,92	38,05	34,57	29,696
80	37,12	32,94	29,93	25,64
70	33,18	29,23	26,68	22,85
50	27,14	24,01	21,81	18,68
40	24,13	21,34	19,37	16,59

Додаток 13

Норми споживання газу

Споживачі газу	Показник споживання газу	Норма витрати, ккал/р.
1	2	3
1. Житлові будинки:		
- приготування їжі (за наявності газової плити і централізованого гарячого водопостачання від центрального теплового пункту)	на одну людину за рік	640000
- приготування їжі та гарячої води без прасування білизни (за наявності газової плити і газового водонагрівача)	на одну людину за рік	1270000
- прасування білизни в домашніх умовах	на 1 т сухої білизни	2100000
2. Комунально-побутові підприємства:		
- механізовані пральні	на 1 т сухої білизни	4800000
- лазні: миття без ванн	1 відвідування	9000
миття з ваннами	1 відвідування	12000
3. Заклади охорони здоров'я		
- лікарні:		
приготування їжі	на 1 ліжко	760000
приготування гарячої води без прасування		2220000
4. Заклади громадського харчування:		
приготування обіду	1 обід	1000
приготування сніданку чи вечері	1 сніданок чи вечеря	500
5. Хлібозавод:		
випікання хлібу	на 1 т виробів	420000
випікання булок	на 1 т виробів	950000
кондвироби	на 1 т виробів	1450000

Показники обслуговування населення

Заклад	Показник
Їдальні, кафе, ресторани	Обсяг обслуговування 25-30 % всього населення
Лікарні	Загальна місткість з розрахунку 8-9 ліжок на 1000 жителів
Поліклініки	З розрахунку 10-12 відвідувань за рік
Механізовані пральні	Обсяг обслуговування 50 % населення. Норма 100 кг сухої білизни на людину за рік; для дитячих ясел 480 кг сухої білизни на 1 дитину за рік; для дитячих садків 360 кг на 1 дитину за рік; поліклініки 0,125 кг на 1 відвідування; лазні 0,075 кг сухої білизни на 1 відвідування
Лазні	Обсяг обслуговування 100 % всього населення з урахуванням душових і ванних пристроїв у житлових та інших будинках
Хлібозавод	З розрахунку 0,6-0,8 т виробів за добу на 1000 жителів

I-d діаграма вологого повітря

