

621.311.22.001.2
К858

Міністерство освіти і науки України
Запорізька державна інженерна академія



Є.М. Крючков

ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

**Навчально-методичний посібник
для студентів
спеціальності 7.090510 „Теплоенергетика” та
7.000008 «Енергетичний менеджмент»**

Запоріжжя
2010

**Міністерство освіти і науки України
Запорізька державна інженерна академія**

Є.М. Крючков

Затверджено до друку
рішенням вченої ради ЗДІА
протокол № 1 від 22 вересня 2010р.

ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

**Навчально-методичний посібник
для студентів
спеціальності 7.090510 „Теплоенергетика”
до дисциплін «Теплові мережі», «Джерела та системи
теплопостачання», спеціальності 7.000008 «Енергетичний
менеджмент» до дисциплін «Теплопостачання підприємств і теплові
мережі», «Джерела енергії та енергоустаткування» та дипломного
проектування**

Рекомендовано до видання
на засіданні кафедри ТЕ,
протокол № 13 від 18.05..2010 р.

УДК 621.311.22.001.2

Проектування систем теплопостачання

Навчально-методичний посібник для студентів спеціальності 7.090510
«Теплоенергетика», 7000008 «Енергетичний менеджмент».

/Укладач: Є.М. Крючков. - Запоріжжя: Вид - во ЗДІА, 2010, - 303 с./

Укладач:

Є.М. Крючков – кандидат технічних наук професор

Відповідальний за випуск: ***Зав. кафедрою теплоенергетики
доктор технічних наук професор Яковлева І.Г.***

В навчально-методичному посібнику детально розглянуті основні питання проектування систем централізованого теплопостачання, розрахунку теплових схем і вибору основного і допоміжного устаткування промислових, промислово-опалювальних та опалювальних котелень. Приведені технічні характеристики цього устаткування, а також методики теплових і гідравлічних розрахунків теплообмінних апаратів, які застосовуються в системах теплопостачання. Приведена методика розрахунку проектних техніко-економічних показників роботи джерел теплопостачання. У всіх розділах наведені приклади розрахунків.

Навчально-методичний посібник розрахований на студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за енергетичними спеціальностями. Він може бути використаний також експлуатаційним персоналом котелень і теплових мереж та в проектних організаціях.

Рецензенти:

Качан Ю.Г., доктор технічних наук, професор, завідуючий кафедрою електротехніки та енергетичного менеджменту Запорізької державної інженерної академії

Улітенко О.М., кандидат технічних наук, доцент кафедри теплотехніки і гідравліки Запорізького національного технічного університету.

ЗМІСТ

Вступ	7
1 Розрахунок теплоспоживання	8
1.1 Витрата теплоти на опалення і вентиляцію промислових будівель.....	9
1.2 Витрата теплоти на опалення і вентиляцію житлових, суспільних і адміністративних будівель.....	10
1.3 Витрата теплоти на гаряче водопостачання промислових будівель.....	11
1.4 Витрата теплоти на гаряче водопостачання житлових будівель.....	11
1.5 Регулювання теплового навантаження.....	12
1.6 Розрахунок витрати теплоносія.....	15
2 Гідравлічний розрахунок теплових мереж	17
2.1 Розрахунок водяних мереж.....	17
2.1.1 Попередній розрахунок.....	17
2.1.2 Перевірочний розрахунок.....	19
2.2 Розрахунок паропроводів.....	23
2.2.1 Попередній розрахунок.....	23
2.2.2 Перевірочний розрахунок.....	23
2.3 Розрахунок теплових втрат.....	24
3 Експлуатаційні витрати на транспортування теплоносія	25
4 Приклад розрахунку системи теплопостачання	27
4.1 Вихідні дані.....	27
4.2 Розрахунок теплоспоживання.....	28
4.3 Гідравлічний розрахунок теплових мереж.....	30
4.3.1 Розрахунок водяних мереж.....	34
4.3.1.1 Попередній розрахунок магістралі 0-1-2-3-ХІІ.....	35
4.3.1.2 Перевірочний розрахунок магістралі 0-1-2-3-ХІІ.....	36
4.3.2 Розрахунок паропровода.....	43
4.3.2.1 Попередній розрахунок.....	43
4.3.2.2 Перевірочний розрахунок.....	43
4.3.2.3 Розрахунок теплових втрат.....	44
Контрольні питання до розділів 1,2,3,4.....	47
Додатки до розділів 1,2,4.....	48
5 Розрахунок теплових схем джерел теплопостачання	56
5.1 Загальні положення.....	56
5.2 Розрахунок теплової схеми виробничо-опалювальної котельної з паровими котлами.....	58

5.2.1	Приклад розрахунку теплової схеми котельної з паровими котлами для закритої системи теплопостачання.....	58
5.2.2	Приклад розрахунку теплової схеми котельної з паровими котлами для відкритої системи теплопостачання.....	75
5.3	Розрахунок теплової схеми опалювальної котельної з водогрійними котлами.....	94
5.3.1	Загальні положення.....	94
5.3.2	Приклад розрахунку теплової схеми котельної з водогрійними котлами для закритої системи теплопостачання.....	97
5.3.3	Приклад розрахунку теплової схеми котельної з водогрійними котлами для відкритої системи теплопостачання.....	105
5.4	Розрахунок теплової схеми промислово-опалювальної котельної з паровими і водогрійними котлами.....	113
5.4.1	Загальні положення.....	113
5.4.2	Приклад розрахунку теплової схеми котельної з паровими і водогрійними котлами для закритої системи теплопостачання.....	115
5.4.3	Приклад розрахунку теплової схеми котельної з паровими і водогрійними котлами для відкритої системи теплопостачання.....	127
	Контрольні питання до розділу 5.....	141
	Додатки до розділу 5.....	142
6	Вибір основного і допоміжного устаткування котельної.....	158
6.1	Вибір котлоагрегатів.....	158
6.2	Димарі.....	165
6.3	Вибір димососів і вентиляторів.....	170
6.4	Вибір насосів.....	171
6.5	Хімічна і термічна обробка води.....	176
6.5.1	Показники якості підживлючої і живильної води.....	173
6.5.2	Вибір методу і схеми підготовки води.....	174
6.5.3	Хімічна обробка води.....	177
6.5.4	Деаерація води.....	181
6.6	Розрахунок газоводяного ежектора.....	183
6.7	Вибір ємкостей.....	185
	Контрольні питання до розділу 6.....	187
7	Розрахунок і вибір обладнання водопідготовчої установки.....	188
7.1	Вихідні дані.....	188
7.2	Вибір схеми приготування води.....	190
7.3	Визначення продуктивності водопідготовчої установки.....	191
7.4	Вибір обладнання водопідготовчої установки.....	191
7.4.1	Натрій-катіонітні фільтри II-ї ступені.....	193

7.4.2 Натрій-катіонітні фільтри I-ї ступені.....	195
7.4.3 Насоси вихідної води.....	197
7.4.4 Підігрівач вихідної води.....	198
7.4.5 Мірник розчину солі.....	199
7.4.6 Резервуар «мокрого» зберігання солі.....	199
7.4.7 Бак промивочної води.....	200
7.4.8 Насос промивочної води.....	200
7.5 Перевірка хімічних аналізів води.....	200
7.6 Визначення сухого залишку хімічно очищеної води.....	201
7.7 Підрахунок кількості і якості скидних вод від натрій- катіонітних фільтрів.....	202
7.8 Загальна технічна характеристика водопідготовчої установки.....	204
Контрольні питання до розділу 7.....	206
8 Розрахунок і вибір теплообмінних апаратів.....	207
8.1 Теоретичні основи розрахунку теплообмінників.....	207
8.1.1 Розрахунок пароводяних теплообмінників.....	207
8.1.2 Розрахунок водоводяних теплообмінників.....	220
8.2 Приклади розрахунку теплообмінних апаратів.....	231
8.2.1 Приклад розрахунку пароводяного теплообмінника.....	231
8.2.2 Приклад розрахунку водоводяного теплообмінника.....	239
8.3 Графо-аналітичний метод розрахунку теплообмінних апаратів.....	248
8.3.1 Загальні положення.....	248
8.4 Розрахунок гідравлічних втрат в теплообмінниках.....	259
Контрольні питання до розділу 8.....	261
Додатки до розділу 8.....	262
9 Розрахунок техніко-економічних показників котельних.....	271
9.1 Загальні положення.....	271
9.2 Методика розрахунку техніко-економічних показників.....	273
9.3 Приклад розрахунку техніко-економічних показників промислово-опалювальної котельної.....	284
9.3.1 Вихідні дані.....	284
9.3.2 Розрахунок техніко-економічних показників.....	291
Контрольні питання до розділу 9.....	301
Література.....	302

ВСТУП

У ХХІ сторіччя людство вступило з широкорозвинутою промисловою інфраструктурою. Подальший розвиток цивілізації пов'язаний із збільшенням обсягів видобування, переробки і споживання енергоресурсів.

Ефективна державна політика у сфері енергоспоживання повинна бути направлена не тільки на зменшення енергоємності виробництва продукції, але і на використання у промисловості сучасної техніки і нових технологій.

Вирішення енергетичних проблем багато в чому залежить від рівня наукових досліджень в сфері розробки енергозберігаючих технологій і реалізації освітньої програми населення України з питань енергозбереження.

На виробництво теплової енергії витрачається більше 30% споживаних первинних енергоресурсів. За експертними оцінками за 2008 рік структура покриття теплових навантажень різними джерелами була наступною: ТЕЦ – 30%, промислові, промислово-опалювальні і комунальні котельні – 55%, індивідуальні джерела теплопостачання – 15%.

У зв'язку з тим, що на долю промислово-опалювальних і комунальних котелень припадає більше половини споживаного палива, питання проектування нових джерел теплопостачання, реконструкції і модернізації діючих являються в даний час особливо актуальними.

В навчальному посібнику узагальнені і систематизовані методичні матеріали з проектування систем централізованого теплопостачання, зокрема, методичні вказівки до курсової роботи із спецкурсу „Теплофікація і теплові мережі” [15], методичні матеріали по розрахунку і вибору основного і допоміжного устаткування котелень [16,17,18], а також по розрахунку техніко-економічних показників систем теплопостачання [23].

Навчальний посібник рекомендовано студентам вищих навчальних закладів, які навчаються за фахом «Теплоенергетика».

1 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОСПОЖИВАННЯ

Проектування систем теплопостачання може здійснюватися за наявності наступних вихідних даних.

- 1 Генплан району теплофікації.
- 2 Кліматологічні дані району проектування.
- 3 Найменування і розташування споживачів теплової енергії.
- 4 Будівельний об'єм промислових споруд.
- 5 Число мешканців району теплофікації.
- 6 Окремі вказівки на конструктивне опрацювання вузлів теплової мережі.

На підставі завдання проектування виконується в наступному обсязі:

- 1 Розрахунок теплоспоживання промисловими підприємствами і населеними пунктами.
- 2 Вибір траси і профілю тепломережі.
- 3 Складання розрахункової схеми тепломережі.
- 4 Гідравлічний розрахунок теплових мереж і побудова п'єзометричного графіка.
- 5 Підбір мережних і підживлюючих насосів.
- 6 Вибір схеми приєднання абонентських систем до теплової мережі.
- 7 Ескізне опрацювання одного із вузлів або ділянок тепломережі (вибирається самостійно або виконується за вказівкою викладача).
- 8 Розрахунок техніко-економічних показників системи теплопостачання.

1.1 Витрата теплоти на опалення і вентиляцію промислових будівель

Теплові втрати будівель і споруд компенсуються теплом гарячої води, яке надходить від теплової станції. Підрахунок цих тепловтрат здійснюється порізно, залежно від призначення споруди.

Максимальні витрати теплоти на опалення промислових будівель визначаються за формулою [1], Дж/с

$$Q_o^{\max} = (1 + \mu) \cdot q_o \cdot V \cdot \alpha \cdot (t_g - t_{no}). \quad (1.1)$$

Витрата теплоти на вентиляцію підраховується за формулою [1], Дж/с

$$Q_g^{\max} = q_g \cdot V \cdot \alpha \cdot (t_g - t_{ng}), \quad (1.2)$$

де μ - коефіцієнт інфільтрації;

α - поправочний коефіцієнт на температуру зовнішнього повітря, визначається за [11];

V - об'єм будівлі за зовнішнім обміром, m^3 ;

t_g - внутрішня розрахункова температура повітря в будівлі, $^{\circ}C$;

t_{no} , t_{ng} - розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення та вентиляції, $^{\circ}C$, приймаються за [1,2,3];

q_o , q_g - опалювальна і вентиляційна характеристики будівлі, $Вт/м^3K$, приймаються за [1].

Коефіцієнт інфільтрації визначається за формулою [1]

$$\mu = b \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h \cdot \left(1 - \frac{T_n}{T_g}\right) + \sigma_g^2}, \quad (1.3)$$

де b - постійна інфільтрації, $с/м$; (приймається: $b = (35 \div 40) \cdot 10^{-3}$ - для промислових будівель і $b = (8 \div 10) \cdot 10^{-3}$ - для житлових і суспільних будівель);

g - прискорення вільного падіння, $g = 9,81 м/сек^2$;

h - висота будівлі, $м$, (у всіх розрахунках умовно приймати $h = 6 \div 10 м$);

$T_n = 273 + t_n$ - абсолютна температура навколишнього середовища, $К$;

$T_g = 273 + t_g$ - абсолютна температура в опалюваному приміщенні, $К$.

ω_g - швидкість вітру, м/с. Значення ω_g приймається залежно від кліматологічного поясу і району за [2,3]. У розрахунках швидкість вітру можна приймати в межах $\omega_g = 0 \div 6$ м/с;

Для виробничих цехів, складів можна приймати $t_g = +10^\circ\text{C}$. У гарячих цехах частина тепловтрат будівлі компенсується внутрішніми тепловиділеннями. В цьому випадку витрата теплоти на опалення будівель повинна бути зменшена на величину тепловиділень $Q_{вн}$, а розрахункова витрата теплоти, що підводиться від системи опалення визначиться з рівняння

$$Q_o^p = Q_o^{\max} - Q_{вн}, \quad (1.4)$$

де Q_o^{\max} - максимальні тепловтрати будівлі, обчислені за формулою (1.1) без урахування внутрішніх тепловиділень, Дж/с;

$Q_{вн}$ - внутрішні тепловиділення будівлі, Дж/с.

Для чавуноливарних, сталеливарних, мідноливарних цехів можна приймати $Q_{вн} = (0,5 \div 0,75) \cdot Q_o^{\max}$; для термічних і ковальських цехів $Q_{вн} = (0,3 \div 0,5) \cdot Q_o^{\max}$; для решти цехів $Q_{вн} = 0$.

1.2 Витрата теплоти на опалення і вентиляцію житлових, суспільних і адміністративних будівель

Розрахункові витрати теплоти на опалення житлових, суспільних і адміністративних будівель визначаються за формулою (1.1), як для промислових будівель, але без врахування коефіцієнта інфільтрації ?. Розрахунок теплових втрат на вентиляцію виконується за формулою (1.2).

В разі відсутності даних по кількості будівель та їх призначенню розрахунок проводиться за укрупненими нормами витрат, виходячи з норми витрати теплоти на одного мешканця, які приймаються з Додатку 1-А або з [1].

Від загальної витрати теплоти на одного мешканця $q_{ов}^{\max}$ на опалення приймається 90%. Тоді розрахункова витрата теплоти на опалення і вентиляцію житлового району визначається за рівняннями

$$Q_o^{\max} = 0,9 \cdot q_{ов}^{\max} \cdot m, \quad (1.5)$$

$$Q_g^{\max} = 0,1 \cdot q_{ов}^{\max} \cdot m, \quad (1.6)$$

де m - кількість мешканців, чол;

$q_{ов}$ - максимальна витрата теплоти на опалення і вентиляцію на одного

мешканця, кДж/с, при розрахунковій температурі зовнішнього повітря, приймається з Додатку 1-А або з [1].

1.3 Витрата теплоти на гаряче водопостачання промислових будівель

Витрата теплоти на гаряче водопостачання виробничих цехів визначається за формулою, кДж/с

$$Q_{гв}^{\max} = \frac{m \cdot a \cdot c \cdot (t_{гв} - t_{хв})}{T_{зм} \cdot T_3 \cdot 3600}, \quad (1.7)$$

- де m - кількість робітників в цеху, які користуються гарячою водою за добу (зміну) (число робітників приблизно можна приймати $m = (1 \div 5) \cdot 10^{-3} \cdot V_{гвд}$, чол. - у виробничих цехах і $m = (10 \div 40) \cdot 10^{-3} \cdot V_{гвд}$, чол. - в адміністративних будівлях);
- a - норма витрати гарячої води з температурою 55°C в літрах на одного працюючого в зміну (приймається за [1, 4] для цехів з виділенням теплоти більш ніж $23,2$ кВт на 1 м^3 приміщення - 24 літра, для інших цехів - 11 літрів);
- c - теплоємність води, $c = 4,19 \text{ кДж} / \text{кг} \cdot \text{K}$;
- $t_{гв}$ - температура гарячої води (приймається $+55$? $+ 65$ $^{\circ}\text{C}$);
- $T_{зм}$ - кількість робочих змін за добу;
- T_3 - розрахункова тривалість зарядки баків-акумуляторів (приймається від 1 до 4 годин в зміну);
- $t_{хв}$ - температура холодної води (у зимовий період приймається $+5$ $^{\circ}\text{C}$, в літній період - $+15$ $^{\circ}\text{C}$);

1.4 Витрата теплоти на гаряче водопостачання житлових будівель

Середньотижнева витрата теплоти на гаряче водопостачання житлових і суспільних будівель підраховується за рівнянням [1], кДж/с

$$Q_{гв}^{ср.н} = \frac{m \cdot a \cdot c \cdot (t_{гв} - t_{хв})}{n_c \cdot 3600}, \quad (1.8)$$

- де m - кількість споживачів;
- a - норма витрати гарячої води на одного споживача л /доб.;
- c - теплоємність води, $c = 4,19 \text{ кДж} / \text{кг} \cdot \text{K}$;

n_c - розрахункова тривалість подачі гарячої води на добу, год.

Розрахункова (максимальна) витрата теплоти на побутове гаряче водопостачання для індивідуальних споживачів у разі відсутності на абонентському вводі баків-акумуляторів гарячої води розраховується за формулою, кДж/с

$$Q_{zg}^p = \chi_n \cdot \chi_c \cdot Q_{zg}^{cp.n}, \quad (1.9)$$

де χ_n, χ_c - коефіцієнти тижневої і добової нерівномірності споживання гарячої води (теплоти), $\chi_n = 1 \div 1,2$, $\chi_c = 1,7 \div 2$.

Для систем гарячого водопостачання промислових та житлових будівель температура гарячої води приймається $t_{zg} = +55 \div +65$ °С; температура холодної води для зимового періоду $t_{хз} = +5$ °С, для літнього періоду $t_{хл} = +15$ °С.

Приклад розрахунку теплоспоживання району приводиться в таблиці 4.1.

На підставі розрахунків будується графік годинного і річного теплоспоживання (рисунок 1.1).

1.5 Регулювання теплового навантаження

В системах тепlopостачання, як правило, застосовується метод якісного регулювання по опалювальному навантаженню.

Розрахунок якісного регулювання полягає у визначенні температури води в тепловій мережі та в місцевій системі опалення у залежності від температури навколишнього повітря при постійній витраті теплоносія в тепловій мережі та в опалювальній системі.

Температура теплоносія визначається за наступними формулами [1].

Температура мережної води перед опалювальною установкою

$$\tau_{01} = t_{e.p.} + \Delta t'_o (\bar{Q}_o)^{0.8} + \left(\delta \tau'_o - \frac{\Theta'}{2} \right) \cdot \bar{Q}_o \quad (1.10)$$

Температура води після опалювальної установки

$$\tau_{02} = \tau_{01} - \delta \tau'_o \cdot \bar{Q}_o = t_{e.p.} + \Delta t'_o (\bar{Q}_o)^{0.8} - \frac{\Theta'}{2} \bar{Q}_o. \quad (1.11)$$

Температура води в опалювальній системі після змішувального пристрою (елеватора)

$$\tau_{03} = t_{e.p.} + \Delta t'_o (\bar{Q}_o)^{0.8} + \frac{\Theta'}{2} \bar{Q}_o, \quad (1.12)$$

де $t_{e.p.}$ - розрахункова температура повітря помешкань, що опалюються;

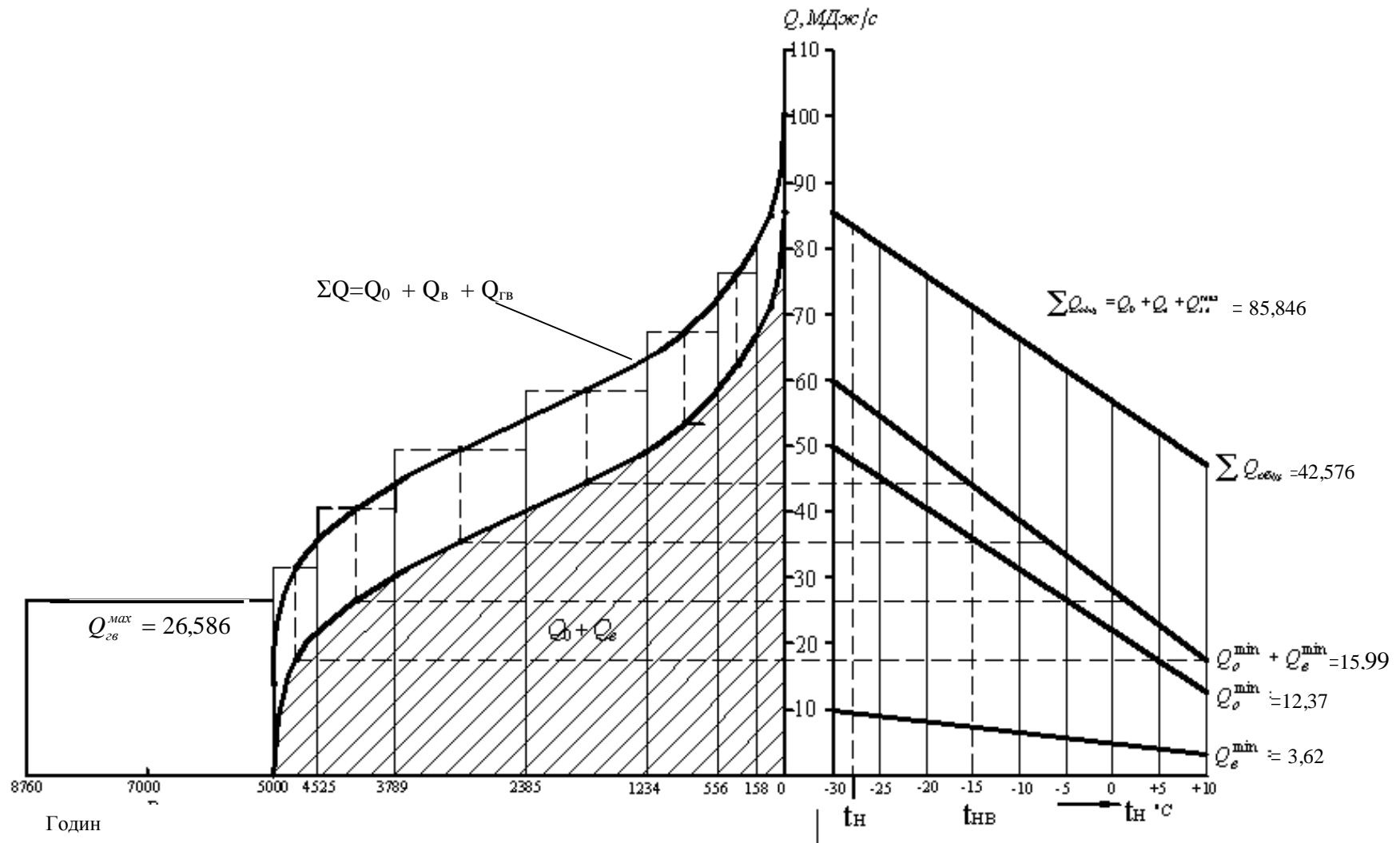


Рисунок 1.1 – Графік річного теплоспоживання

$\Delta t'_0 = (\tau'_{03} + \tau'_{02})/2 - t_{e.p.} = (95 + 70)/2 - 18 = 64,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ – температурний напір опалювального пристрою при розрахунковому режимі;

$$\bar{Q}_o = \frac{t_{e.p.} - t_n}{t_{e.p.} - t_{n.o.}} - \text{відносне теплове навантаження};$$

$\delta \tau' = \tau'_1 - \tau'_2 = 150 - 70 = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$ – розрахунковий перепад температур води у тепловій мережі;

$\Theta' = \tau'_3 - \tau'_2 = 95 - 70 = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$ – розрахунковий перепад температур води у місцевій системі.

Результати розрахунку якісного регулювання теплового навантаження наведені в таблиці 1.1. За даними таблиці будується графік якісного регулювання, рисунок 1.2.

Таблиця 1.1 – Розрахункові температури теплоносія при якісному регулюванні теплового навантаження в системах опалювання

$t_n, \text{ } ^\circ\text{C}$	$\tau_{01}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$\tau_{02}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$\tau_{03}, \text{ } ^\circ\text{C}$
-22	150,000	70,000	95,000
-20	144,032	68,032	91,782
-15,2	129,593	63,193	83,943
-10	113,738	57,738	75,238
-9	110,661	56,661	73,536
-5	98,241	52,241	66,616
0	82,426	46,426	57,676
5	66,184	40,184	48,309
8	56,152	36,152	42,402

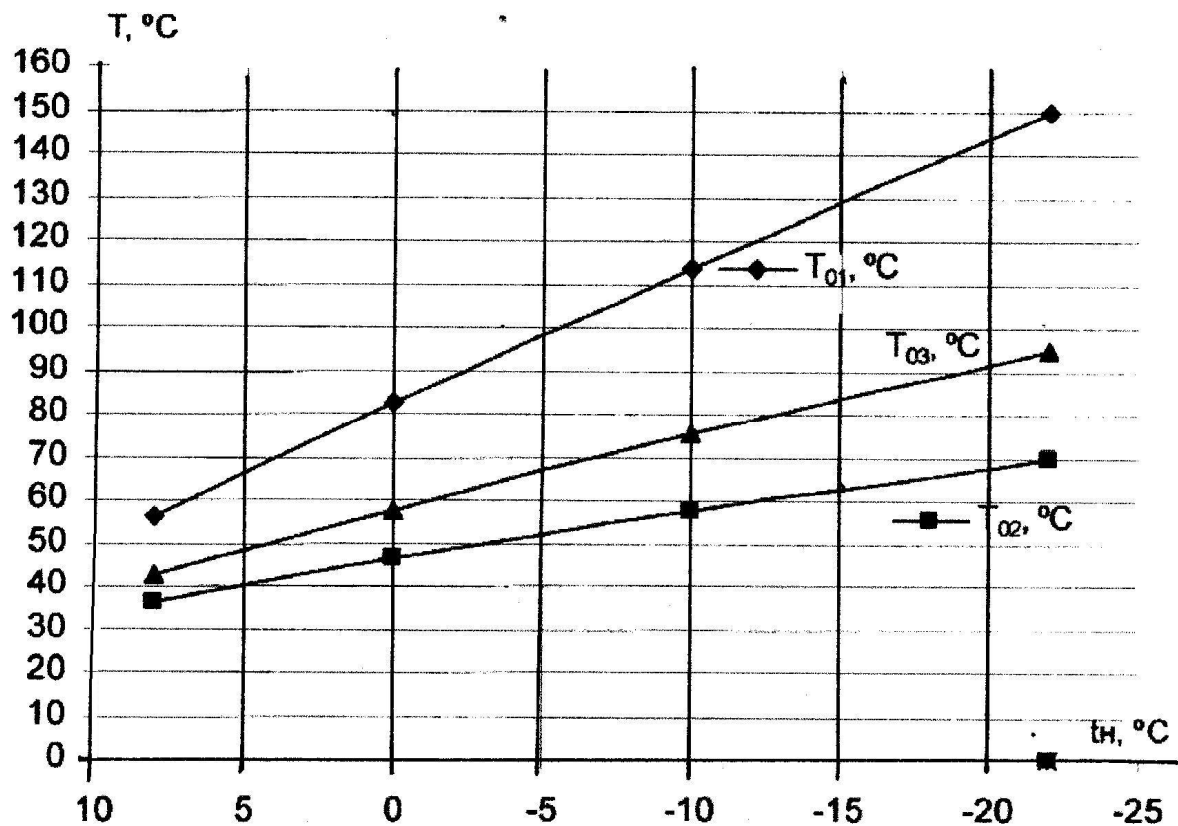


Рисунок 1.2 – Графік якісного регулювання теплового навантаження

1.6 Розрахунок витрати теплоносія

Розрахункові витрати теплоносія в двотрубних закритих теплових мережах визначаються в залежності від розрахункових теплових навантажень окремо для опалення, вентиляції і гарячого водопостачання за формулою

$$G = \frac{Q}{(\tau_1 - \tau_2) \cdot c_w}, \text{ кг/с}, \quad (1.13)$$

- де Q – теплове навантаження за видами теплового споживання, кДж/с;
 τ_1 – розрахункова температура води в прямому (подаючому) трубопроводі відповідно для проектування опалення, вентиляції та гарячого водопостачання, °C;
 τ_2 – розрахункова температура води в зворотному трубопроводі відповідно для проектування опалення, вентиляції та гарячого водопостачання, °C;
 c_w – теплоємність води, $c = 4,19 \text{ кДж} / \text{кг} \cdot \text{К}$.

Для відкритих систем з безпосереднім водорозбором на гаряче водопостачання розрахункова витрата води визначається за формулою, кг/с

$$G = \sqrt{G_{ог}^2 + G_{ог} G_{зг} + 0,5G_{зг}^2}, \quad (1.14)$$

де $G_{ог}$ - сумарна розрахункова витрата мережної води на опалення і вентиляцію, кг/с;

$G_{зг}$ - розрахункова витрата мережної води (водорозбір) на гаряче водопостачання із подаючої лінії теплових мереж, кг/с.

В теплових мережах міст і промислових підприємств для проектування систем опалення розрахункова температура води в подаючій лінії приймається до $\tau_1 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$. Для довгих транзитних магістралей допускається підвищення температури вище $+150 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура зворотної води приймається $\tau_2 = +70 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температура води в прямому і зворотному трубопроводі для проектування систем гарячого водопостачання приймається $\tau_{1г} = +70 \text{ }^\circ\text{C}$, $\tau_{2г} = +42 \text{ }^\circ\text{C}$, що відповідає температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка.

Для проектування систем вентиляції приймаємо параметри теплоносія $\tau_{1в}$ і $\tau_{2в}$ відповідно розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування систем вентиляції.

На підставі розрахунків будується графік витрат теплоносія в тепловій мережі.

2 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

Метою гідравлічного розрахунку є визначення діаметрів трубопроводів, втрат тиску в трубопроводах, визначення тиску в різних точках теплової мережі, визначення наявного тиску (напору) в різних точках теплової мережі і на абонентських вводах.

2.1 Розрахунок водяних мереж

Розрахунок діаметрів двохтрубних водяних мереж виконується виходячи з максимального теплового навантаження на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання. Незалежно від результатів розрахунку якнайменші діаметри труб, які приймають для магістралей, дорівнюють 40 мм і відгалужень 25 мм.

При гідравлічних розрахунках трубопроводів теплових мереж величину еквівалентної шорсткості приймають за [1, 5]:

для водяних теплових мереж	$k_e = 0,5 \text{ мм}$
паропроводів	$k_e = 0,2 \text{ мм}$
конденсатопроводів	$k_e = 1,0 \text{ мм}$

Для розрахунку водяних мереж складається скелетна схема розводки теплових мереж на генплані (рис. 2.1), таблиця розрахункових витрат води на кожній ділянці розгалуженої мережі, а також відстаней між відгалуженнями до абонентів (табл. 4.4).

При виборі розрахункових витрат води необхідно мати на увазі втрати в мережі, що приймаються до 0,5 % від загального об'єму води в системі, а також враховувати перспективу розвитку району теплофікації. Розрахункову витрату мережної води на гаряче водопостачання необхідно приймати з урахуванням коефіцієнта попадання в максимум φ . Для магістралей $\varphi = 0,7 \div 0,75$; для відгалужень $\varphi = 0,8 \div 0,9$; для внутрішньоквартальних мереж $\varphi = 1,0$.

Гідравлічний розрахунок виконується в два етапи - попередній і перевірочний.

2.1.1 Попередній розрахунок

У зв'язку зі складністю попереднього визначення кількості засувки, переходів діаметрів, поворотів, відведень, компенсаторів, необхідних для обслуговування і нормальної роботи мережі, частка місцевих опорів оцінюється емпіричним коефіцієнтом, який визначається за формулою

$$\alpha = Z \cdot \sqrt{G}, \quad (2.1)$$

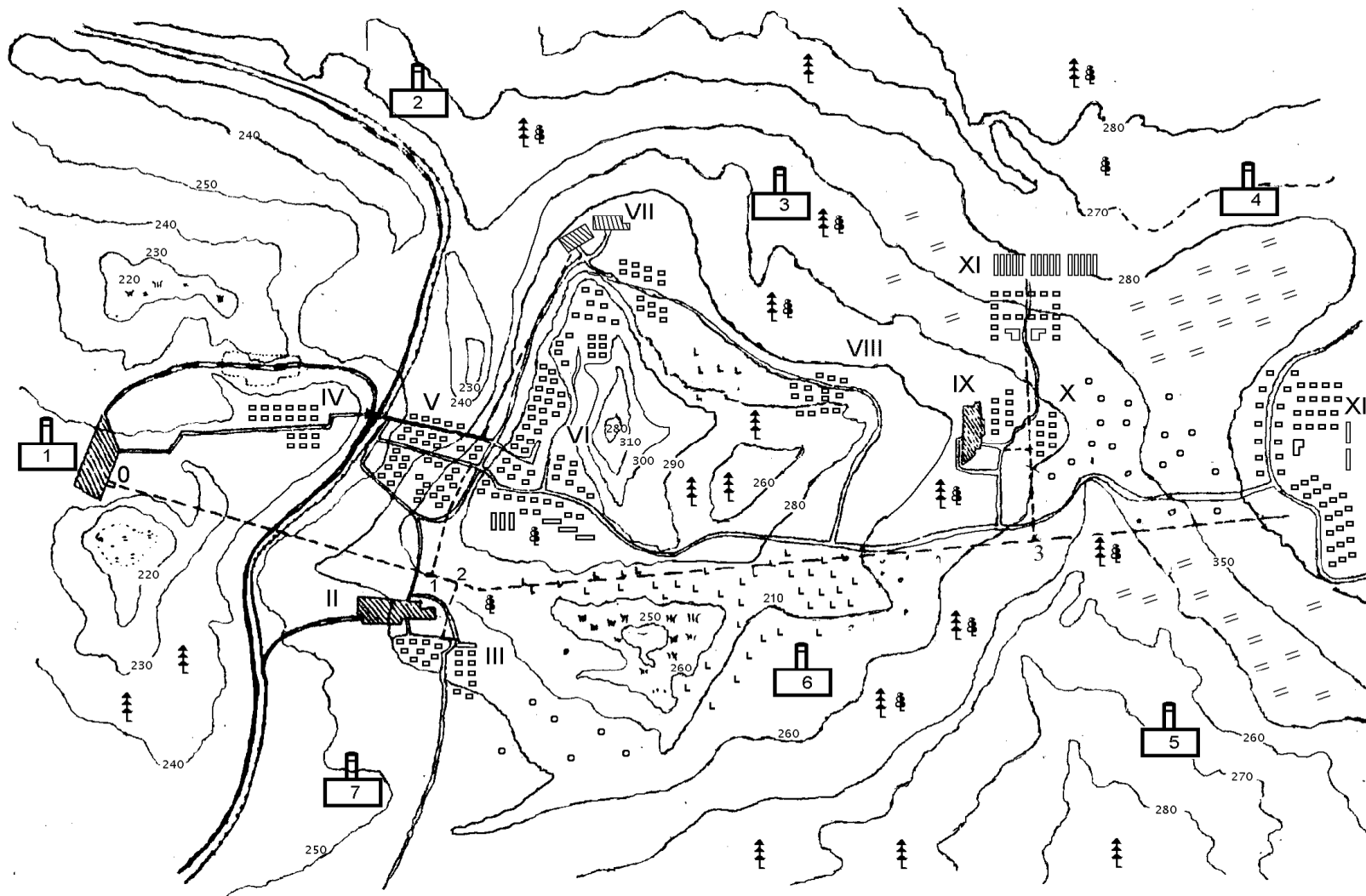


Рисунок 2.1 – Генплан району

де α – орієнтовний коефіцієнт місцевих опорів;

G - витрата теплоносія на даній ділянці, кг/с;

Z - постійний коефіцієнт. Для води $Z = 0,02$; для пари $Z = 0,05 \div 0,1$.

Попереднє значення питомих лінійних втрат тиску може бути визначено за формулою, Па/м

$$R'_n = \frac{\Delta P}{l \cdot (1 + \alpha)}, \quad (2.2)$$

де ΔP - наявні втрати тиску в тепловій мережі, Па;

l - загальна довжина прямого і зворотного трубопроводів, м.

Питоме падіння тиску R'_n у попередніх розрахунках рекомендується приймати: для магістралей не більш ніж 80 Па/м, для відгалужень – до 300 Па/м.

Орієнтовний внутрішній діаметр трубопроводу при $k_e = 0,0005$ м визначається за формулою, м

$$d'_e = 117 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{G^{0,38}}{(R'_n)^{0,19}}, \quad (2.3)$$

де G - розрахункова витрата води на даній ділянці, кг/с.

Визначений у попередньому розрахунку діаметр округляється до найближчого більшого стандартного [1, 5].

Для стандартних розмірів труб виконується перевірочний розрахунок.

2.1.2 Перевірочний розрахунок

На підставі скелетної схеми, яка представлена на генплані району (рис. 2.1), складається розрахункова схема теплової мережі (рис. 2.2). Визначається кількість запірної арматури, поворотів, компенсаторів (число переходів з одного діаметру труби на інший встановлюється в процесі розрахунку) і наноситься на розрахункову схему.

На водяних теплових мережах секціонуючі засувки встановлюються не рідше ніж через кожні 1000 м з перемичкою між подаючою і зворотною лініями. За наявності водопідготовки, що забезпечує заповнення секційної ділянки не більше ніж за 5 годин, відстань між секційними засувками може бути збільшена до 2÷3 км. Засувки встановлюються також на всіх значних відгалуженнях і на відведеннях до великих споживачів теплоти.

Число компенсаторів визначається залежно від діаметра трубопроводу, виду теплоносія, його параметрів і відстані між нерухомими опорами, які визначаються з Додатку 2-А. При установці П-подібних компенсаторів довжина трубопроводу збільшується на величину

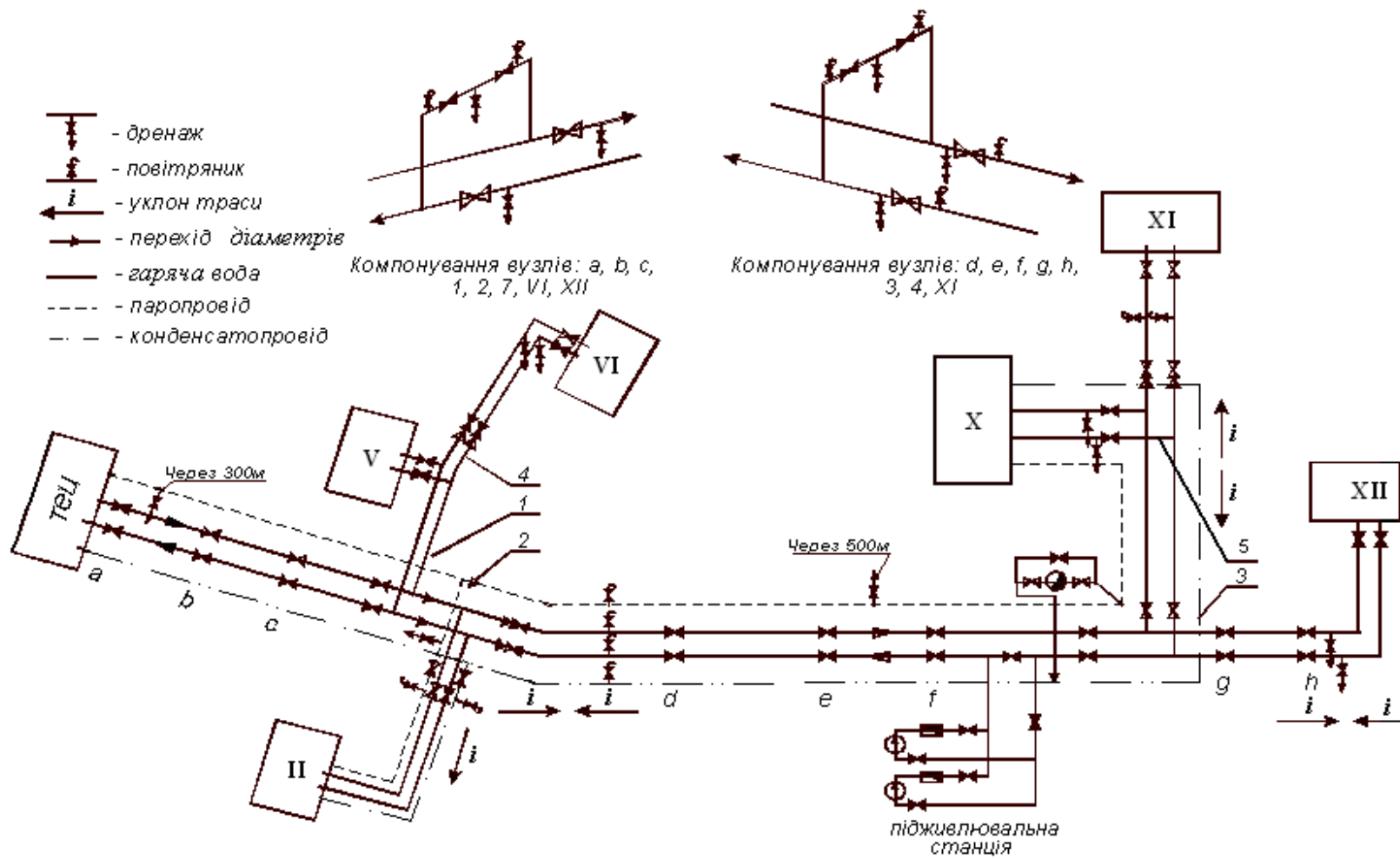


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема теплових мереж

$$l_{\kappa} = 2 \cdot H \cdot n_{\kappa}, \text{ м,} \quad (2.4)$$

де H - виліт (плече) компенсатора, м;

n_{κ} - число компенсаторів, встановлених на ділянці.

Виліт компенсатора в свою чергу залежить від діаметра труби і температури теплоносія. При розрахунку компенсатора визначається розрахункове теплове подовження трубопроводу ΔX . При величині попередньої розтяжки, рівної 50 % від теплового подовження трубопроводу, ΔX визначається за формулою

$$\Delta X = K \cdot \Delta l, \text{ мм,} \quad (2.5)$$

де K - коефіцієнт, залежний від температури теплоносія;

при $t < 250^{\circ}\text{C}$ $K = 0,5$;

при $250^{\circ}\text{C} \leq t \leq 300^{\circ}\text{C}$ $K = 0,6$;

при $300^{\circ}\text{C} \leq t \leq 400^{\circ}\text{C}$ $K = 0,7$;

при $t > 400^{\circ}\text{C}$ $K = 1,0$.

Δl - повне теплове подовження трубопроводу, мм.

Повне теплове подовження трубопроводу визначається за формулою, мм

$$\Delta l = \alpha_1 \cdot L \cdot \Delta t, \quad (2.6)$$

де α_1 - коефіцієнт лінійного розширення сталі, мм/м · град ,

α_1 приймаються з Додатку 2-Б;

L - відстань між нерухомими опорами, м;

Δt - розрахункова різниця температур, $^{\circ}\text{C}$.

Розрахункова різниця температур визначається за формулою, $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t = t_m - t_o, \quad (2.7)$$

де t_m - максимальна температура теплоносія, $^{\circ}\text{C}$ (приймається для прямої і зворотної лінії рівною τ_1);

t_o - температура навколишнього середовища, $^{\circ}\text{C}$.

При прокладанні мережі в каналах t_o дорівнює температурі повітря в каналі, яку можна приймати рівною $+40\text{ }^\circ\text{C}$. При безканалній прокладці t_o дорівнює температурі ґрунту при розрахунковій температурі зовнішнього середовища для проектування систем опалення. При надземній прокладці t_o дорівнює розрахунковій температурі зовнішнього середовища для проектування систем опалення.

По знайденому значенню ΔX залежно від діаметра трубопроводу, конструкції поворотів (зварних або гладких гнутих) і довжини спинки компенсатора B (м) по [5] визначаються вильоти компенсатора H (м).

Розміри сальникових компенсаторів приведені в [5].

При виборі коефіцієнтів опору поворотів і компенсаторів рекомендується приймати для трубопроводів з діаметрами $d_e \leq 200\text{ мм}$ гнуті коліна з радіусом гнуття $\approx 4 \cdot d_e$, а для $d_e > 200\text{ мм}$ – зварні коліна з 4-ма зварними швами.

Еквівалентна довжина всіх місцевих опорів визначається за формулою

$$l_e = A_l \cdot \sum_1^n n_n \cdot \xi_n \cdot d_e^{1,25}, \text{ м}, \quad (2.8)$$

де $\sum_1^n n_n \cdot \xi_n$ - сума добутків коефіцієнтів місцевих опорів на кількість

засувки, поворотів, переходів, компенсаторів на даній ділянці;

$A_l = 60,7$ – для водяних мереж при $k_e = 0,0005\text{ м}$ і $A_l = 76,4$ – для парових мереж при $k_e = 0,0002\text{ м}$;

d_e - внутрішній діаметр трубопроводу, м.

Уточнені питомі лінійні втрати визначаються за формулою

$$R_l = A_R \cdot \frac{G^2}{d_e^{5,25}}, \text{ Па/м}, \quad (2.9)$$

де $A_R = 13,62 \cdot 10^{-6}$ – для води при $k_e = 0,0005\text{ м}$;

G - витрата води на розрахунковій ділянці, кг/сек .

d_e – внутрішній діаметр трубопроводу, м.

Сумарне падіння тиску на розрахунковій ділянці теплової мережі визначається за формулою, Па

$$\Delta P = R_l \cdot 2 \cdot l_{прив}, \quad (2.10)$$

де $l_{прив}$ - приведена довжина траси

$$l_{прив} = l + l_k + l_e;$$

l - довжина траси за генпланом, м;

l_k - загальна довжина вильотів компенсаторів, м;

l_e - еквівалентна довжина місцевих опорів, м.

Результати гідравлічного розрахунку водяних мереж представляються в зведеній таблиці 4.3.

2.2 Розрахунок паропроводів

Розрахунок виконується по заданих витратах і параметрах пари. У розрахунках еквівалентна шорсткість труб приймається $k_e = 0,0002$ м.

Як і для водяних тепломереж складається розрахункова схема парових мереж (рис. 2.2).

2.2.1 Попередній розрахунок

Орієнтовні місцеві опори визначаються за формулою (2.1), а питомі втрати тиску пари за формулою (2.2). Величина R'_l визначається за умови допустимих швидкостей пари, вибраних з Додатку 2-В.

Орієнтовний діаметр паропроводу розраховується за формулою, м

$$d'_e = 0,414 \cdot \frac{D^{0,38}}{(\rho'_{cp} \cdot R'_l)^{0,19}}, \quad (2.11)$$

де D - витрата пари на розрахунковій ділянці, кг/сек;

ρ'_{cp} - середня об'ємна густина пари на розрахунковій ділянці, кг/м³.

Після округлення орієнтовного діаметру до стандартного виконується перевірочний розрахунок.

2.2.2 Перевірочний розрахунок

Місцеві гідравлічні опори паропроводу визначаються аналогічно наведеному раніше розрахунку для водяних мереж з тією лише різницею, що секціонуючі засувки на магістралях не ставляться. У тому випадку, коли магістральний паропровід має багато відгалужень до крупних споживачів пари, встановлюються технологічні засувки через 2÷3 відгалуження. Засувки ставляться на відгалуженнях, а також перед введенням паропроводу в будівлю до великих споживачів.

Для стандартної труби визначається число Рейнольдса

$$Re = \frac{4D}{\pi \cdot d_e \cdot \rho_{cp} \cdot v}, \quad (2.12)$$

де D - витрата пари на ділянці, $кг/с$;
 d_g - внутрішній діаметр стандартної труби, $м$;
 ρ_{cp} - середня об'ємна густина пари на розрахунковій ділянці, $кг/м^3$;
 ν - кінематична в'язкість пари, $м^2/сек$, приймається за [9].

Визначається граничне число Рейнольдса

$$Re_{zp} = 568 \cdot \frac{d_g \cdot 10^4}{2} \quad (2.13)$$

Для $Re > Re_{zp}$ питомі лінійні втрати тиску знаходяться за рівнянням, $Па/м$

$$R_l = 10,6 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{D^2}{\rho_{cp} \cdot d_g^{5,25}} \quad (2.14)$$

Сумарне падіння тиску визначається за формулою, $Па$

$$\Delta P = R_l \cdot l_{прив}, \quad (2.15)$$

де $l_{прив}$ - приведена довжина паропроводу, $м$

$$l_{прив} = l + l_k + l_e,$$

де l - довжина паропроводу за генпланом, $м$;

l_k - довжина вильотів компенсаторів, визначається за формулою (2.4), $м$;

l_e - еквівалентна довжина місцевих опорів, розраховується за формулою (2.8), $м$.

Результати розрахунків зводяться в підсумкову таблицю (табл. 4.4).

2.3 Розрахунок теплових втрат

Повні теплові втрати на розрахунковій ділянці визначаються за формулою,
 $Вт$

$$Q = q \cdot (l_p + l_e) = q \cdot l_p (1 + \beta), \quad (2.16)$$

де l_p - розрахункова довжина трубопроводу, $м$,

$$l_p = l + l_k,$$

де β - коефіцієнт місцевих втрат теплоти, для попередніх розрахунків можна прийняти $\beta = 0,2 ? 0,3$;

l_e - еквівалентна довжина місцевих втрат теплоти, $м$;

l - загальна довжина теплопроводу за генпланом, $м$;

l_k - довжина вильотів П-подібних компенсаторів, $м$;

q - питомі теплові втрати, $Вт/м$, вибираються з Додатків 2-Г, 2-Д або

розраховуються за [1, 6, 14].

Падіння температури пари на розрахунковій ділянці паропроводу, °C

$$\Delta t_n = \frac{Q \cdot 10^{-3}}{D \cdot c_p}, \quad (2.17)$$

де D - витрата пари на розрахунковій ділянці, кг/с;

c_p - теплоємність пари, кДж/кг К (Додаток 2-Е).

За кінцевими параметрами пари P_k , t_k , ρ_k розраховується середнє значення $\rho_{cp} = 0,5 \cdot (\rho_n + \rho_k)$ і уточнюються значення R_l (графіа 16 табл. 4.4), ΔP (графіа 36) і всі подальші параметри, починаючи з графіа 38.

3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВИТРАТИ НА ТРАНСПОРТУВАННЯ ТЕПЛОНОСІЯ

Річні експлуатаційні витрати на транспортування теплоносія складаються з наступних елементів:

S_a - річних експлуатаційних витрат на амортизацію, ремонт та обслуговування мережі;

S_e - вартості електроенергії на транспортування теплоносія;

S_m - вартості теплових втрат в мережі.

Сума цих витрат віднесена до річного виробітку теплової енергії складає собівартість транспортування одиниці теплової енергії, грн/ГДж

$$S = \frac{S_a + S_e + S_m}{Q}, \quad (3.1)$$

де Q - річний виробіток теплової енергії, ГДж.

Річні експлуатаційні витрати на амортизацію, ремонт і обслуговування мережі, грн/рік

$$S_a = f \cdot K, \quad (3.2)$$

де f - норма амортизаційних відрахувань від вартості тепломережі, $f = 0,24$;

K - капіталовкладення в будівництво тепломережі, грн.

$$K = a \cdot c \cdot \sum_1^n l + b_1 \cdot \sum_1^n d_g \cdot l, \quad (3.3)$$

де a і b_1 - постійні коефіцієнти;
 C - число паралельних трубопроводів;
 $\sum_1^n l$ - загальна довжина трубопровода, м;

$\sum_1^n d_e \cdot l$ - сума добутків діаметрів труб на довжину відповідних ділянок.

Для безканальної (підземної) прокладки $a=2$; $b_1=100$. Для підземної і наземної прокладки $a=2$; $b_1=120$? 150.

При прокладці мереж в мокрих ґрунтах вартість споруд зростає на $15 \div 20$ %.

Вартість електроенергії на перекачування теплоносія визначається за формулою, грн/рік

$$S_e = \frac{P_n}{\rho_e \cdot \eta_n} \cdot G \cdot Z_e \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (3.4)$$

де P_n - тиск, що розвивається циркуляційним насосом, Па;

G - витрата теплоносія в тепловій мережі, кг/с;

ρ_e - густина води при її середній температурі;

Z_e - вартість електроенергії, грн/кВт·год;

η - коефіцієнт корисної дії насосної установки, $\eta_n = 0,6 \div 0,7$;

n - число годин роботи насосів на рік (визначається з річного графіка теплового навантаження).

Вартість теплових втрат в мережі визначається за формулою, грн/рік

$$S_m = \pi \cdot M \cdot k' \cdot (\tau_{cp} - t_{cp}) \cdot n \cdot Z_m \cdot 10^6, \quad (3.5)$$

де M - матеріальна характеристика мережі; $M = \sum_1^n d_e \cdot l$;

k' - коефіцієнт теплопередачі теплопровода з урахуванням термічного опору теплової ізоляції, каналу і ґрунта, $k' = 1,16 \div 1,7$ Вт/м² · К;

τ_{cp} - середньорічна температура теплоносія, °С (для водяних мереж τ_{cp} дорівнює півсумі середньорічних температур прямої і зворотної магістралей);

t_{cp} - середньорічна температура зовнішнього повітря, °С (приймається з Додатку 1 [1]);

Z_m - вартість теплової енергії (вартість однієї тони пари або 1 ГДж теплової енергії), грн/ГДж.

4 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Розрахувати систему теплопостачання промислового району, представленого на генплані (рис. 2.1). Абоненти, які розташовані на генплані, одержують теплову енергію у вигляді пари і гарячої води від промислово-опалювальної котельні.

4.1 Вихідні дані

Споживачі теплової енергії:

II. Промислове підприємство, у складі якого є будівлі з об'ємом:

1. Ливарний цех 55000 м³.
2. Термічний цех 27000 м³.
3. Ковальський цех 34000 м³.
4. Механічний цех 18000 м³.
5. Адміністративний корпус 4000 м³.
6. Технологічне споживання пари в кількості $D = 12 \text{ м/год}$.
7. Тиск пари не нижчий 0,8 МПа (пара насичена).

V. Робітниче селище з населенням 4,5 тис. мешканців.

VI. Районний центр з населенням 20 тис. мешканців.

X. Промислове підприємство у складі:

1. Ковальський цех 28000 м³.
2. Слюсарний цех 11000 м³.
3. Цех металоконструкцій 60000 м³.
4. Склад готової продукції 3000 м³.
5. Адміністративний корпус 5000 м³.
6. Технологічне споживання пари в кількості $D = 17 \text{ м/год}$ з тиском не нижче 0,5 МПа (пара насичена).

XI. Робітниче селище з населенням 0,6 тис. мешканців.

XII. Мікрорайон з населенням 16,2 тис. мешканців.

Технологічна пара надходить з котельної з параметрами $P = 1,6 \text{ МПа}$ і температурою $t = 350^\circ\text{C}$. Основне навантаження опалення і вентиляції покривається парою з тиском 0,25 МПа.

Розрахункова температура зовнішнього повітря при проектуванні:

- систем опалення $t_{но} = -22^\circ\text{C}$;
- систем вентиляції $t_{нв} = -9^\circ\text{C}$.

Теплова мережа двохтрубна замкнена.

Розрахунковий температурний графік теплової мережі $\tau_1/\tau_2 = 150/70^\circ\text{C}$.

4.2 Розрахунок теплоспоживання

Максимальна витрата теплоти на опалення ливарного цеху (Абонент II).

Відповідно до рекомендацій [1, 5] і заданого об'єму цеху $V=55000\text{м}^3$ приймаємо: $q_o = 0,29 \text{Вт} / \text{м}^3 \cdot \text{К}$; $q_e = 0,986 \text{Вт} / \text{м}^3 \cdot \text{К}$,

За формулою (1.3) визначаємо коефіцієнт інфільтрації, приймаючи $b=35 \cdot 10^3 \text{с/м}$; $h=10\text{м}$ і $\omega_e = 1 \text{м/с}$,

$$\mu = b \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h \cdot \left(1 - \frac{T_n}{T_e}\right) + \omega_e^2} = 35 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 10 \cdot \left(1 - \frac{273 + (-22)}{273 + 18}\right) + 1^2} = 0,185$$

Підставляючи значення розрахункових величин в рівняння (1.1), знайдемо, Дж/с

$$Q_o^{\max} = (1 + \mu) \cdot q_o \cdot V \cdot \alpha \cdot (t_e - t_n) \\ Q_o^{\max} = (1 + 0,185) \cdot 0,29 \cdot 55000 \cdot 1 \cdot [18 - (-22)] = 756030$$

Внутрішні тепловиділення ливарного цеху прийmemo в кількості 50 % від Q_o^{\max} , Дж/с

$$Q_{\text{вн}} = 0,5 \cdot 756030 = 378015$$

Максимальна витрата теплоти на опалення з урахуванням внутрішніх тепловиділень цеху дорівнює, Дж/с

$$Q_o^{\max} = 756030 - 378015 = 378015$$

Максимальна (розрахункова) витрата теплоти на вентиляцію ливарного цеху при $t_{\text{нв}} = -9^\circ \text{C}$, Дж/с

$$Q_e^{\max} = 0,986 \cdot 55000 [18 - (-9)] = 1464210$$

Максимальна витрата теплоти на гаряче водопостачання ливарного цеху.

Число працюючих в ливарному цеху $m = 2 \cdot 10^3 \cdot 55000 = 110 \text{чол.}$

Кількість змін на добу – $T_{\text{зм}} = 3$.

Норма витрати гарячої води для ливарного цеху $a = 24$ л. на 1 робітника при температурі $t_{zg} = 55$ °C [4] (при розрахунку враховано, що цех працює в три зміни, термін зарядки баків-акумуляторів $T_3 = 2$ години).

За формулою (1.7) знайдемо, $\kappaДж/с$

$$Q_{zg}^{\max} = \frac{110 \cdot 24 \cdot 4,19 \cdot (55 - 5)}{3 \cdot 2 \cdot 3600} = 25,6$$

Аналогічно підраховуються витрати теплоти іншими цехами абонента II та іншими промисловими споживачами. Результати розрахунків представлені у зведеній таблиці 4.1.

Максимальна витрата теплоти на опалення і вентиляцію житлових і адміністративних будівель (абонент V – робітниче селище).

Витрата теплоти на опалення і вентиляцію на одного мешканця приймається згідно Додатку 1-А. При максимальному значенні $q_o^{\max} = 1,24 \kappaДж/с$, за формулами (1.5) і (1.6) знайдемо, $\kappaДж/с$

$$Q_o^{\max} = 0,9 \cdot 1,24 \cdot 4500 = 5022;$$

$$Q_e^{\max} = 0,1 \cdot 1,24 \cdot 4500 = 558$$

Максимальна витрата теплоти на гаряче водопостачання робітничого селища (абонент V)

За рівнянням (1.8) знайдемо середньотижневу витрату теплоти, $\kappaДж/с$

$$Q_{zg}^{cp.n} = \frac{4500 \cdot 5,41 \cdot 4,186 \cdot (65 - 5)}{\cdot 3600} = 1698$$

При розрахунках прийнята норма споживання гарячої води з температурою $+65$ °C за [4] яка дорівнює 130 л/добу (5,41 л/год).

При коефіцієнті нерівномірності $\chi_c = 1,7$ і $\chi_n = 1,0$ з рівняння (1.9) знайдемо, $\kappaДж/с$

$$Q_{zg}^{\max} = 1,7 \cdot 1,0 \cdot 1698 = 2884,82$$

Аналогічним чином підраховується теплоспоживання іншими житловими районами.

Дані розрахунків зводимо в таблицю 4.1.

За результатами розрахунку витрат теплоти споживачами будуюмо графік річного теплоспоживання (рис. 1.1). Для побудови графіка використовуються орієнтовні дані числа годин стояння середньодобових температур зовнішнього

повітря за опалювальний період, приведених в [2, 3].

Мінімальні витрати теплоти на опалення і вентиляцію визначаються перерахунком

$$Q_o^{\min} = \sum_1^n Q_o^{\max} \cdot \frac{t_g - t_o}{t_g - t_n} = 49489200 \frac{18-8}{18-(-22)} = 1237 \cdot 10^6 \text{ Дж/с};$$

$$Q_g^{\min} = \sum_1^n Q_g^{\max} \cdot \frac{t_g - t_o}{t_g - t_{ng}} = 9771100 \frac{18-8}{18-(-9)} = 3,62 \cdot 10^6 \text{ Дж/с},$$

де $t_o = +8^\circ\text{C}$ - температура зовнішнього повітря, при якій закінчується (починається) опалювальний сезон. Загальна площа графіка (рис. 1.1) виражає сумарне річне споживання теплової енергії.

4.3 Гідравлічний розрахунок теплових мереж

Для проведення гідравлічного розрахунку необхідно визначити довжину окремих ділянок головної мережі та відгалужень до окремих абонентів. Для цього на генплані намічається скелетна схема розводки теплопроводів (план траси) (рис. 2.1). При виборі плану і профілю траси слід керуватися наступними положеннями.

1. Наземна прокладка, як найдешевша, рекомендується для промислових об'єктів і незабудованих районів, а також для заболочених і сильно перетнутих місцевостей.

2. Підземна прокладка застосовується для міських районів і районів, що підлягають забудові.

3. Наземна прокладка здійснюється на естакадах, окремих стійках.

4. Підземна прокладка в каналах (прохідних і непрохідних) ускладнює умови дренажу мереж і каналів, здорожує споруду мереж за рахунок наявності камер обслуговування

5. Перетин теплотрасою різних інженерних споруд вимагає спеціальних пристосувань і засобів захисту, тому перетини повинні бути (по можливості) під прямим кутом з витримкою необхідних зазорів між спорудою і трубопроводами [5].

За планом траси складається профіль місцевості (рис. 4.1) і на ньому вибирається спосіб прокладки трубопроводів (профіль траси). Необхідні розміри каналів, траверз, естакад і стійок в графу «тип каналу або естакади» заносяться після розрахунку діаметрів труб. За допомогою плану і профілю траси легко підраховується кількість поворотів, підйомів на ділянках.

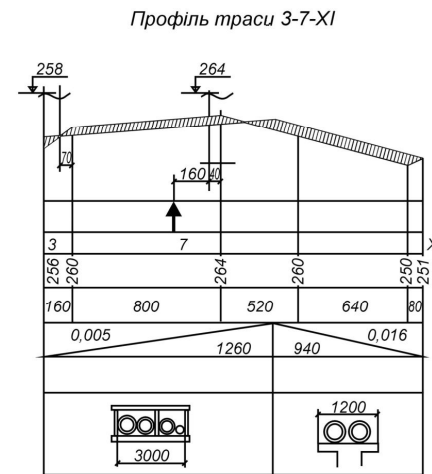
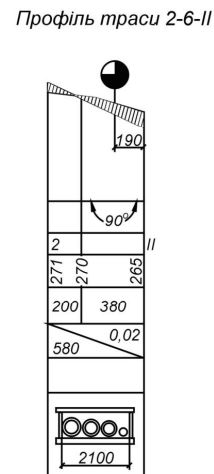
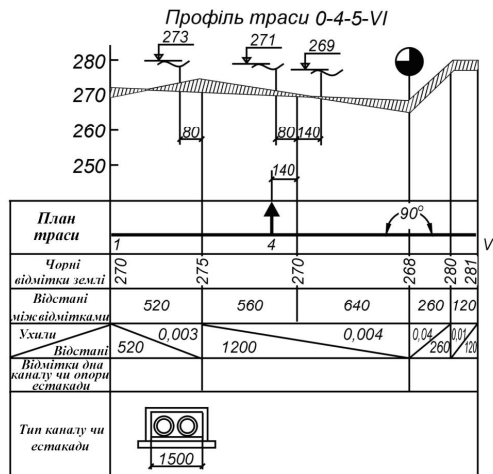
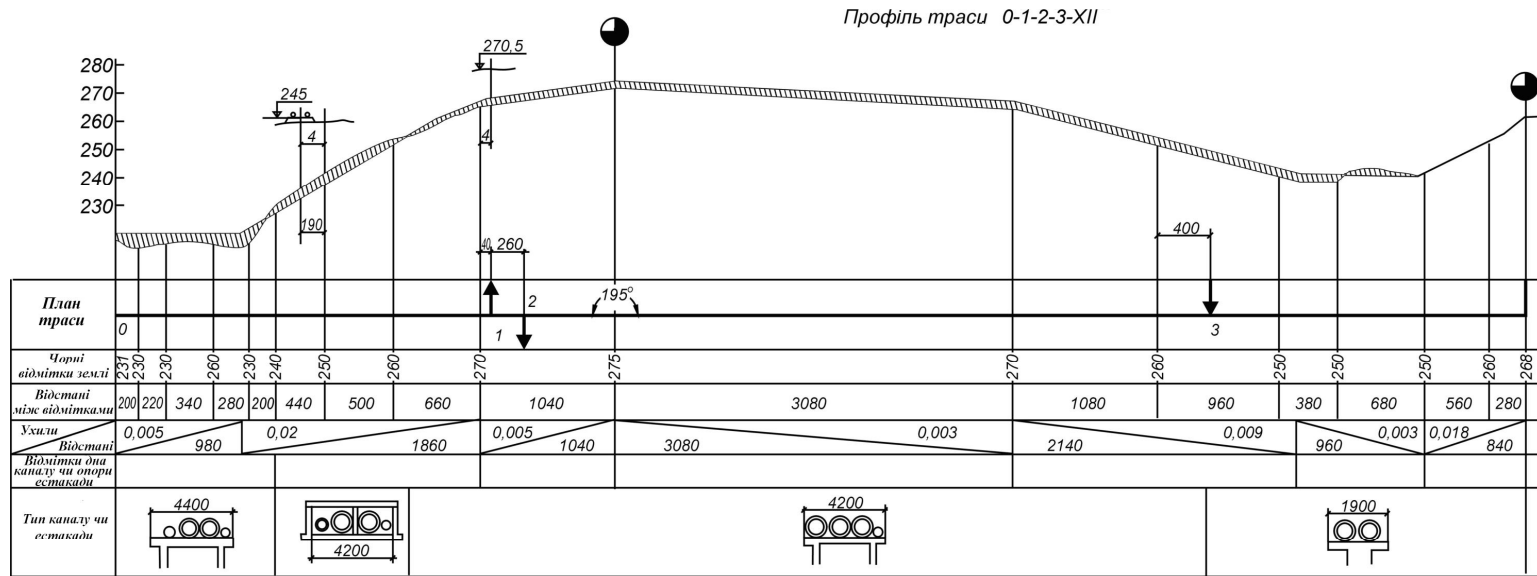


Рисунок 4.1– Профіль траси теплової мережі

Таблиця 4.1 – Розрахунок теплоспоживання району

№ абонента	Найменування абонента	КІЛЬКІСТЬ СПОЖИВАЧІВ, ТИС. ЧОЛ.	Об'єм будівель, ТИС. М	Розрахункові характеристики								
				$q_0, \frac{Вт}{м^3 \cdot К}$	$q_в, \frac{Вт}{м^3 \cdot К}$	μ	$q_{ог}^{max}, \frac{кДж}{с}$	$a, \frac{л}{год}$	$t_в, ^\circ C$	$t_н, ^\circ C$	$t_{нв}, ^\circ C$	$t_{зв}, ^\circ C$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
II	Промислове підприємство (ливарно-механічний завод)											
	Ливарний цех	0,110	55	0,29	0,986	0,185	-	24,0	18	-22	-9	55
	Термічний цех	0,054	27	0,29	1,16	0,185	-	24,0	18	-	-	55
	Ковальський цех	0,068	34	0,31	0,64	0,185	-	24,0	18	-	-	55
	Механічний цех	0,036	18	0,51	0,27	0,185	-	11,0	18	-	-	55
	Адміністр. корпус	0,08	4	0,41	0,15	0,041	-	3	16	-	-	55
	ВСЬОГО											
V	Робітниче селище	4,5	-	-	-	-	1,24	5,4	18	-	-	65
VI	Районний центр	20	-	-	-	-	1,24	5,4	18	-	-	65
X	Промислове підприємство (завод металоконструкцій)											
	Ковальський цех	0,056	28	0,31	0,64	0,185	-	24,0	18	-	-	55
	Слюсарний цех	0,022	11	0,52	0,29	0,185	-	11,0	18	-	-	55
	Цех металоконструкцій	0,12	60	0,43	0,6	0,185	-	11,0	18	-	-	55
	Склад	0,006	3	0,73	0,64	0,185	-	5,0	18	-	-	55
	Адміністр. корпус	0,1	5	0,50	0,10	0,041	-	3,0	16	-	-	55
	ВСЬОГО											
XI	Робітниче селище	0,6	-	-	-	-	1,24	5,4	18	-	-	65
XII	Мікрорайон	16,2	-	-	-	-	1,24	5,4	18	-	-	65
	РАЗОМ											

Продовження таблиці 4.1

А Б О Н Е Н Т	Найменування абонента	Максимальні тепловтрати будівель	Власні теплови-ділення	Максималь-на витрата теплоти на опалення	Максималь-на витрата теплоти на вентиляцію	Максимальна витрата теплоти на ГВП	Сумарне теплоспо-живання	Розрахункова витрата теплоносія
		$Q_T^{\max}, \text{кДж/с}$	$Q_{\text{вн}}, \text{кДж/с}$	$Q_o^{\max}, \text{кДж/с}$	$Q_v^{\max}, \text{кДж/с}$	$Q_{26}^{\max}, \text{кДж/с}$	$Q^{\text{сум}}, \text{кДж/с}$	$G, \text{кг/с}$
1	2	14	15	16	17	18	19	20
II	Промислове підприємство (ливарно-механічний завод)							
	Ливарний цех	756,1	378,0	378,0	1464,2	25,6	1867,8	7,82
	Термічний цех	371,2	185,6	185,6	845,6	12,57	1043,77	4,51
	Ковальський цех	499,6	149,9	349,7	587,5	15,8	953,0	3,78
	Механічний цех	435,2	-	435,2	131,2	3,84	570,24	1,92
	Адміністр. корпус	64,9	-	64,9	15,0	6,98	86,88	0,42
	ВСЬОГО	2127,0	713,5	1413,5	3043,6	64,79	4521,89	18,23
V	Робітниче селище	5022,0	-	5022	558	2884,8	8464,8	42,04
VI	Районний центр	22320	-	22320	2480	12821,4	37621,4	186,84
X	Промислове підприємство (завод металокопструкцій)							
	Ковальський цех	411,5	123,4	288,0	483,8	13,06	785,46	3,11
	Слюсарний цех	271,2	-	271,2	86,1	3,52	360,82	1,22
	Цех металокопструк-цій	1223,0	-	1223,0	972,0	19,2	2214,2	8,11
	Склад	103,8	-	103,8	51,8	0,87	156,47	0,55
	Адміністр. корпус	98,9	-	98,9	12,5	8,73	120,13	0,43
	ВСЬОГО	2108,4	123,4	1985,0	1606,3	45,38	3636,68	13,41
XI	Робітниче селище	669,6	-	669,6	74,4	384,6	1128,6	5,61
XII	Мікрорайон	18079,2	-	18079,2	2008,8	10385,3	30473,3	151,35
	РАЗОМ	50326,2	837,0	49489,2	9771,1	26586,27	85846,57	417,48

Далі складається розрахункова схема теплової мережі (рис. 2.2); на схемі намічаються вузли відведень, розставляються засувки, як вказано в розділі 2. Дренажі, повітряники, переходи діаметрів, підкачуючі насоси на схемі наносяться після проведення гідравлічного розрахунку. Рисунок 2.2 дає можливість намітити магістральну трасу. У прикладі магістральною трасою є напрямок 0-1-2-3-ХІІ.

4.3.1 Розрахунок водяних мереж

Гідравлічний розрахунок проводиться спочатку для магістральної лінії, тому для неї будується профіль (рис. 4.2). На цей же графік наноситься профіль місцевості для відгалужень (показано пунктирними лініями), висота будівель абонентів (приймаємо висоту будівель всіх абонентів не більше 10 м.).

Розробка графіка тиску (п'єзометричного графіка), рис. 4.2 починається з визначення гідростатичного режиму із умов заповнення системи водою з температурою до 100 °С, тобто, встановлюється рівень статичного тиску S-S за умов нескипання води та заповнення самих верхніх відміток абонентських систем, які підключені за залежною схемою (точка А), і неперевикнення допустимого тиску в самій нижній точці району (точка Б).

Нескипання води забезпечується тиском, підібраним з таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Параметри теплоносія

Розрахункова температура води, °С	Тиск, м. вод. ст.
до 110	5
120	10
130	20
140	30
150	40
160	55
170	72
180	93

Допустимий тиск в місцевих опалювальних системах приведений в таблиці 9.31 [5]. Для внутрішніх систем опалювання допустимий тиск приймається 60 м. вод. ст. з умови міцності нагрівальних приладів. Для підключення за незалежною схемою найбільш віддаленого абонента (в прикладі - ХІІ) приймемо рівень статичного тиску $S-S$ на 5м вище за найвищу будівлю абонента ХІІ. Цьому рівню відповідають умови нескипання води з температурою 150°С, оскільки тиск в місці установки мережних насосів в котельні перевищує 40 м, (285 - 231= 54 м, див. рис. 4.1 точка 0).

Для приєднання до мережі абонентів без змішуючих пристроїв на абонентському вводі наявний тиск можна приймати $\Delta H_{аб} = 2 \div 5$ м.в.с.. При установці на абонентському вводі елеваторів $\Delta H_{аб} = 12 \div 15$ м.в.с., а при установці на вводі поверхневих підігрівачів – $\Delta H_{аб} = 4 \div 8$ м.в.с..

Прийmemo для абонента XII $\Delta H_{аб} = \Delta H_{XII} = 15$ м.в.с., а тиск мережних насосів на теплопідготовчій станції (ТЕЦ або котельня) $H_{сн} = 95$ м.в.с.. Отже, втрати тиску прямим і зворотним трубопроводами будуть дорівнювати відповідно

$$\Delta H_{mp} = \frac{H_{сн} - \Delta H_{XII}}{2} = \frac{95 - 15}{2} = 40 \text{ м.водст.}$$

У теплових мережах міст і промислових підприємств розрахункова температура води в подаючій лінії приймається до $\tau_1 = 150^\circ\text{C}$. Для довгих транзитних магістралей допускається підвищення температури вище 150°C . Температура зворотної води приймається $\tau_2 = 70^\circ\text{C}$. Температура води, що надходить в місцеву мережу гарячого водопостачання, приймається в межах $t_{зг} = 55 \div 65^\circ\text{C}$.

Прийmemo розрахункові температури теплоносія при якісному регулюванні в системах опалення $\tau_1 = 150^\circ\text{C}$ і $\tau_2 = 70^\circ\text{C}$, згідно цьому графіку розрахункові температури для проектування систем гарячого водопостачання і вентиляції відповідно будуть дорівнювати $\tau_{1z} = 70^\circ\text{C}$ і $\tau_{2z} = 42^\circ\text{C}$, $\tau_{1в} = 111^\circ\text{C}$ і $\tau_{2в} = 57^\circ\text{C}$. Відповідно до витрат води на абонентських вводах споживачів (табл. 4.1) визначаються витрати води на окремих ділянках розрахункової магістралі та на відгалуженнях. Результати розрахунків заносяться в таблицю 4.3.

4.3.1.1 Попередній розрахунок магістралі 0-1-2-3-XII

Розрахунок магістралі виконується послідовно по ділянках, починаючи з ділянки 0-1.

Розрахункова втрата тиску (наявний напір) в мережі 0 - XII

$$\Delta H_p = H_{мн} - \Delta H_{XII} = 95 - 15 = 80 \text{ м.водст.}$$

або розрахункове падіння тиску в мережі 0 - XII

$$\Delta P_p = \Delta H_p \cdot \rho_e \cdot g = 80,9519,81 = 7,46 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

де ρ_e - об'ємна густина води, $\text{кг}/\text{м}^3$, визначається за [9]; для нашого випадку

$$\rho_e = 951 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Падіння тиску на ділянці 0 – 1, Па

$$\delta p_{0-1} = \frac{\Delta P_p \cdot l_{0-1}}{l_{0-XII}} = \frac{7,46 \cdot 10^5 \cdot 2880}{10900} = 197108$$

Доля місцевих опорів на ділянці 0 – 1 визначаються за формулою (2.1)

$$\alpha_{0-1} = 0,01 \cdot \sqrt{\frac{417,48 \cdot 3600}{1000}} = 0,390.$$

Орієнтовні питомі лінійні втрати тиску на ділянці 0 – 1 визначаються за формулою (2.2), $\text{Па}/\text{м}$

$$R'_l = \frac{197108}{2 \cdot 2880 \cdot (1 + 0,390)} = 24,62$$

Орієнтовний діаметр трубопроводу на ділянці 0-1 визначається за формулою (2.3)

$$d'_e = 117 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{417,48^{0,38}}{24,62^{0,19}} = 0,631 \text{ м}.$$

Приймаємо найближчий стандартний діаметр труби $d_{cm} = 720 \times 10 \text{ мм}$.

Аналогічно проводяться розрахунки для інших ділянок головної магістралі та відгалужень. Результати зводяться в таблицю 4.3.

4.3.1.2 Перевірочний розрахунок магістралі 0-1-2-3-XII

За допомогою рис. 2.2 і 4.1 уточнюємо місцеві опори (засувки, повороти). Коефіцієнти місцевих опорів ξ вибираємо з [1]. Для стандартного діаметру труби $720 \times 10 \text{ мм}$ допустимі відстані L між нерухомими опорами приймаємо 200 м (Додаток 2-А). Рекомендується приймати найбільше значення L з метою зменшення гідравлічних опорів мережі і економії витрати металу. Тоді на ділянці 0 – 1 встановлюється

$$n_k = \frac{l_{0-1}}{L} = \frac{2880}{200} = 14 \text{ компенсаторів}$$

Розрахункове теплове подовження трубопроводу при $\tau_1 = 150^\circ\text{C}$ з урахуванням попередньої розтяжки компенсатора за формулами (2.5) і (2.6) дорівнює

$$\Delta X = 0,5 \cdot 1,25 \cdot 10^{-2} \cdot 200 \cdot [150 - (-22)] = 215 \text{ мм.}$$

Згідно [5] для П-подібного компенсатора зі зварними колінами і $\Delta X_n = 215 \text{ мм}$ при довжині спинки компенсатора $B = 9 \text{ м}$ виліт (плече) компенсатора $H = 10 \text{ м}$. За формулою (2.4) визначаємо збільшення довжини ділянки за рахунок плечей компенсаторів

$$l_k = 2 \cdot 10 \cdot 14 = 280 \text{ м.}$$

Еквівалентна довжина місцевих опорів визначається за формулою (2.8)

$$l_e = 60,7 \cdot 27,95 \cdot 0,700^{1,25} = 1086,3 \text{ м,}$$

Приведена довжина трубопроводу на ділянці 0 – 1 за формулою

$$l_{прив} = 2880 + 280 + 1086,3 = 4246,3 \text{ м.}$$

Фактичні питомі лінійні втрати тиску з урахуванням уточнених місцевих опорів за формулою (2.9) дорівнюють

$$R_l = 13,62 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{417,48^2}{0,700^{5,25}} = 15,44 \text{ Па/м.}$$

Одержане значення R_l значно менше за допустимі $R_l^{дон} = 80 \text{ Па/м}$ для магістральних трубопроводів. У разі перевищення $R_l^{дон}$ слід прийняти більший діаметр стандартної труби.

Падіння тиску на ділянці 0 – 1 визначається за формулою (2.10)

$$\Delta P_{0-1} = 15,44 \cdot 2 \cdot 4246,3 = 131126 \text{ Па.}$$

або

$$\Delta H_{0-1} = \frac{\Delta P_{0-1}}{\rho_s \cdot g} = \frac{131126}{951 \cdot 9,81} = 14,1 \text{ м.вод.ст.}$$

Загальний опір ділянки 0 – 1 (з урахуванням необхідного наявного тиску у абонента $\Delta H_{XII} = 15 \text{ м.вод.ст.}$)

$$\sum \Delta H = \Delta H_{0-1} + \Delta H_{XII} = 14,1 + 15 = 29,25 \text{ м.вод.ст.}$$

Одержані результати розрахунків заносимо в таблицю 4.3.

Таблиця 4.3 — Зведена таблиця гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж

Ділянка мережі		Витрата води на ділянці, G , кг/сек	Довжина ділянки за генпланом, l , м	Наявний тиск на початку ділянки		Коефіцієнти місцевих опорів α	Орієнтовні питомі лінійні втрати тиску R'_j , Па/м	Орієнтовний внутрішній діаметр труби d'_a , м	Стандартні труби	
				$\Delta P_p \cdot 10^{-3}$, кПа	ΔH_p , м. в. ст.				Діаметр зовнішній d_n , мм	Товщина стінки δ , мм
				1	2					
Магістраль	0 -1	417,48	2880	746,35	80	0,390	24,62	0,631	720	10
	1 -2	188,6	260	549,24	58,87	0,263	27,10	0,466	466	7
	2 -3	170,37	5300	531,44	56,96	0,248	27,44	0,439	466	7
	3 -XII	151,35	2460	168,47	18,06	0,233	27,77	0,419	414	9
Відгалуження	3 -5	19,02	760	168,47	18,06	0,086	17,60	0,208	207	5
	5 -XI	5,61	1440	139,37	14,94	0,045	46,30	0,109	125	4
	5 -X	13,41	400	139,37	14,94	0,069	162,97	0,119	125	5
	1 -4	228,88	940	549,24	58,87	0,287	50,80	0,437	466	7
	4 -VI	186,84	1160	426,29	45,69	0,259	98,00	0,357	466	7
	4 -V	42,04	220	426,29	45,69	0,123	862,7	0,134	207	6
	2 -II	18,23	580	531,44	56,96	0,081	423,8	0,112	150	4,5

Продовження таблиці 4.3

Ділянка мережі		Встановлені на трасі елементи											$\sum_1^n n_i \xi_i$	
		Засувки			Повороти < 90 град.			Повороти = 90 град.			Компенсатори			
		число n_1	ξ_1	$n_1 \xi_1$	число n_2	ξ_2	$n_2 \xi_2$	число n_3	ξ_3	$n_3 \xi_3$	число n_4	ξ_4		$n_4 \xi_4$
10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22		
Магі- страль	0-1	8	0,4	3,2	1	0,11	0,11	-	-	-	14	1,76	24,64	27,95
	1-2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2	1,76	3,52	3,52
	2-3	10	0,4	4	1	0,11	0,11	-	-	-	33	1,76	58,08	62,19
	3-III	6	0,4	2,4	2	0,11	0,22	1	0,44	0,44	15	1,76	26,4	29,46
Відгалуження	3-5	2	0,4	0,8	-	-	-	1	0,4	0,4	8	0,4	3,2	4,4
	7-XI	4	0,4	1,6	2	0,11	0,22	-	-	-	16	0,4	6,4	8,22
	7-X	2	0,4	0,8	-	-	-	1	0,4	0,4	4	0,4	1,6	2,8
	1-4	2	0,4	0,8	-	-	-	-	-	-	6	1,76	10,56	11,36
	4-VI	4	0,4	1,6	2	0,11	0,22	1	0,114	0,44	7	1,76	12,32	14,58
	4-V	2	0,4	0,8	-	-	-	-	-	-	2	0,4	0,8	1,6
	2-II	2	0,4	0,8	-	-	-	1	0,4	0,4	6	0,4	2,4	3,6

Продовження таблиці 4.3

Ділянка мережі	Відстані між нерухомими опорами, L , м	Розрахункове подовження компенсатора, ΔX , мм	Розміри компенсатора, H/B , м/м	Довжина вильотів всіх компенсаторів, l_k , м	Еквівалентна довжина, l_e , м	Приведена довжина трубопроводу (ділянки), $l_{прив}$, м	Питомі лінійні втрати тиску, R_l , Па/м	Падіння тиску на ділянці		Наявний тиск на початку ділянки $\sum \Delta H$, м. в. ст.	
								$\Delta P_p \cdot 10^{-3}$, Па	ΔH_p , м. в. ст.		
	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	
Магістраль	0-1	200	215	10/9	280	1086,3	4246,3	15,44	131,126	14,1	49,1
	1-2	160	172	7,5/6	30	82,3	372,3	26,68	19,87	2,13	34,99
	2-3	160	172	7,5/6	495	1453,4	7248,4	22,85	331,25	35,51	32,86
	3-ХІІ	160	172	6,8/6	204	583,1	3247,1	32,1	208,46	22,34	37,35
Відгалуження	3-5	100,0	108	3,4/3,4	54	32,2	846,6	19,29	32,66	3,5	33,85
	5-ХІ	90,0	97	2,6/3	83	37,1	1560,3	23,71	73,99	7,93	25,92
	5-Х	100,0	108	3,4/3,4	27	20,5	447,7	135,47	121,3	13,02	20,83
	1-4	160,0	172	7,5/6	90	265,5	1295,5	39,45	102,2	10,95	24,03
	4-VI	160,0	172	7,5/6	105	340,7	1605,7	52,79	26,75	18,7	5,33
	4-V	120,0	129	3,9/3,7	16	13,6	249,2	94,24	46,97	5,03	19,00
	2-II	100,0	108	3/3,2	36	20,4	636,4	96,13	122,35	13,12	19,74

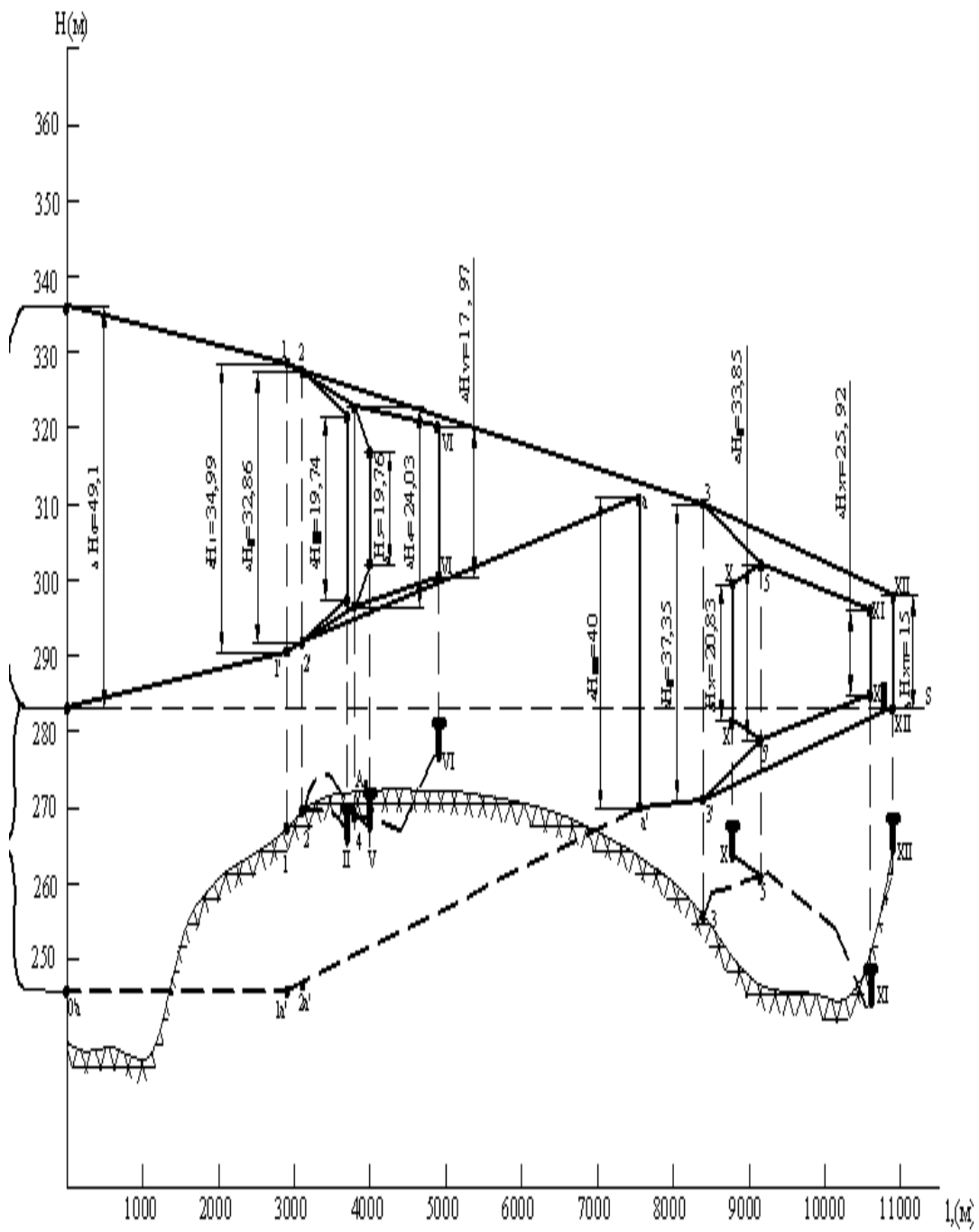


Рисунок 4.2 – Піезометричний графік теплової мережі

На підставі результатів гідравлічного розрахунку водяної мережі будується п'єзометричний графік (рис. 4.2).

Далі приступаємо до розрахунку ділянок 1-2, 2-3, 3-XII розрахункової магістралі. Розрахунок відгалужень проводиться від вузлів приєднання до магістралі в напрямку абонентів. У зв'язку з тим, що тиск в зворотному трубопроводі (лінія a' , $2a'$, $1a'$, $0a'$ на рис. 4.2) нижчий за рівень землі (вода просто не буде поступати в трубопровід), необхідно встановити в точці a' підкачуючі насоси. За умов підключення абонентів II, V, VI безпосередньо до мережі, необхідно підібрати такий тиск підкачуючого насоса, щоб в зворотній лінії трубопроводу тиск води перевищував відмітки верхніх поверхів абонентів. З цих міркувань вибираємо підкачуючі насоси з тиском $H_{mn} = 40 \text{ м.вод.ст.}$, унаслідок чого необхідний тиск мережних насосів може бути зменшений відповідно на 40 м.вод.ст. і дорівнюватиме

$$H_{mn} = 95 - H_{mn} = 95 - 40 = 55 \text{ м.вод.ст.}$$

Наявний тиск води для всіх абонентів перевищує 10 м.вод.ст. , тому абоненти II, V, XI, XII можуть бути підключені по схемі «а», (рис. 4.3).

Внаслідок того, що тиск в зворотній лінії у абонента X може бути нижчим за висоту будівлі, його підключення до мережі можливе по схемі «б», тобто з регулятором тиску «до себе».

Опалювальна установка VI повинна бути підключена по схемі «в», оскільки статичний тиск на верхніх поверхах будівель перевищує статичний рівень $S - S$.

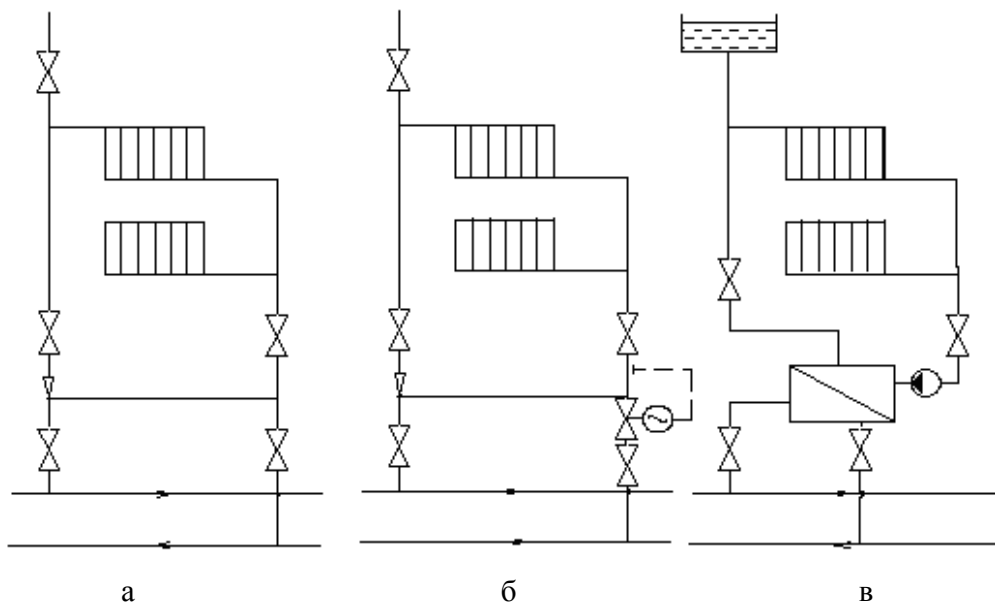


Рисунок 4.3 - Схеми підключення абонентів до теплової мережі

4.3.2 Розрахунок паропровода

Вибір траси і профілю паропровода здійснюється аналогічно вибору траси і профілю для водяних мереж.

4.3.2.1 Попередній розрахунок

Магістральним паропроводом є напрямок 0-1-2-Х. Від магістрального паропровода є одне відгалуження – у вузлі 2.

Втрати тиску на ділянці 0-2 ΔP_{0-2} приймаємо орієнтовно з наступних міркувань. За умов завдання допустимий тиск у споживача Х складає 0,5 МПа. На відстані $l_{0-2} + l_{2-X} = 3140 + 6460 = 9600$ м допустима втрата тиску $P_0 - P_X = 1,6 - 0,5 = 1,1$ МПа.

Отже, на ділянці 0-2 завдовжки 3140 м втрати тиску орієнтовно складають $\Delta P_{0-2} \approx 0,3$ МПа .

Орієнтовно коефіцієнт місцевих опорів на ділянці 0-2 визначається за формулою (2.1)

$$\alpha = 0,05 \cdot \sqrt{29} = 0,269.$$

Орієнтовні питомі лінійні втрати тиску на ділянці 0-2 визначаємо за формулою (2.2)

$$R'_l = \frac{300000}{3140 \cdot (1 + 0,269)} = 75,3 \text{ Па/ м. .}$$

Підраховується середня об'ємна густина пари ρ_{cp} на ділянці. Орієнтовний діаметр паропроводу на ділянці 0-2 визначається за формулою (2.11), м

$$d'_e = 0,414 \frac{8,05^{0,38}}{(5,9 \cdot 75,3)^{0,19}} = 0,287 .$$

Приймаємо найближчий більший стандартний діаметр труби 325x8 мм.

4.3.2.2 Перевірочний розрахунок

Після уточнення за формулами (2.12) і (2.13) області режиму роботи паропроводу уточнюються питомі лінійні втрати тиску за формулою (2.14).

Визначається число засувки, переходів, колін, компенсаторів, l_k , l_e . При сумісній прокладці паропроводів і трубопроводів гарячої води прийняті відстані між нерухомими опорами L повинні бути однаковими, щоб між більшими прольотами L можна було розмістити додаткові компенсатори на трубопроводах з меншими прольотами L . Підрахунок числа компенсаторів і їх розмірів, падіння тиску на ділянках виконується аналогічно приведеному вище розрахунку для водяних мереж.

Результати гідравлічного розрахунку паропровода зведені в таблицю 4.4.

4.3.2.3 Розрахунок теплових втрат

Згідно [5] приймаємо питомі теплові втрати q . Попередні розрахунки показують, що при малих витратах пари в паропроводі і рекомендованих значеннях q температура пари на ділянці 0-2 знижується більш, ніж на 100°C , що неприпустимо. Враховуючи цю обставину, приймаємо посилену теплоізоляцію, для якої питомі теплові втрати q , підібрані з [5], можуть бути знижені на $50 \div 80\%$.

Приймаємо q з поправкою на 60% , Вт/м

$$q' = 375 \cdot 0,6 = 225.$$

Загальні втрати теплоти на ділянці 0-2

$$Q_{0-2} = q' \cdot l_{\text{заг}} = 225 \cdot 4592 = 1,04 \cdot 10^6 \text{ Вт},$$

Падіння температури на ділянці 0-2

$$\Delta t = \frac{Q}{D \cdot c_p} = \frac{1,04 \cdot 10^6}{8,05 \cdot 2,22 \cdot 10^3} = 58^\circ\text{C},$$

де c_p - теплоємність пари, приймається за графіком, Додаток 2-Е, $\text{кДж/кг} \cdot \text{K}$

Далі уточнюється значення середньої об'ємної густини пари ρ_{cp} на ділянці 0-2. Якщо розбіжності $\Delta\rho$ невеликі ($\Delta\rho \leq 1 \div 5\%$), розрахунок можна вважати закінченим.

Результати теплового розрахунку паропровода зведені в таблицю 4.4.

При виборі остаточного діаметру паропроводу необхідно стежити за тим, щоб швидкості пари не перевищували допустимих значень. Діаметр конденсатопроводу приймається з умови максимальної швидкості 1 м/с і 100% повернення конденсату.

Таблиця 4.4 — Зведена таблиця розрахунку паропроводу

Ділянка мережі	Витрата пари, (т/год)/(кг/сек.)	Довжина ділянки ℓ , м	Початок ділянки			Орієнтовні коєфіцієнти місцевих оприв α	Орієнтовні питомі лінійні втрати, $R'_л$, Па/м	Орієнтовний діаметр паропровода, м	Стандартна труба		Число Рейнольдса $Re \cdot 10^{-6}$	Орієнтовна середня об'ємна густина пари, ρ_p , кг/м ³	Кінематична в'язкість пари $\nu \cdot 10^6$
			Тиск $P_{н_1}$, МПа	Температура $t_{н_1}$, °C	Об'ємна густина ρ , кг/м ³				Зовнішній діаметр $d_{н_1}$, мм	Товщина стінки δ , мм			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0-2	29/8,05	3140	1,6	350	5,7	0,269	7,54	0,287	325	8	1,49	5,9	3,12
2-X	17/4,72	6460	1,3	292	5,72	0,206	12,4	0,214	273	7	2,69	4,2	2,58
2-II	12/3,33	580	1,3	292	5,72	0,173	140	0,095	219	4,5	2,3	5,3	2,58

45

Продовження таблиці 4.4

Граничне число Рейнольд- са, $Re_{пред} \cdot 10^{-6}$	Лінійні втрати $R'_л$, Па/м	Встановлені на трасі елементи												$\sum_1^n n_i \xi_i$
		Засувки			Переходи			Коліна			Компенсатори			
		число n_1	ξ_1	$n_1 \xi_1$	число n_2	ξ_2	$n_2 \xi_2$	число n_3	ξ_3	$n_3 \xi_3$	число n_4	ξ_4	$n_4 \xi_4$	
15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
1,02	55,44	1	0,4	0,4	1	1	1	1	0,44	0,44	31	1,76	54,5	56,34
0,74	67,67	1	0,4	0,4	-	-	-	6	0,4	2,4	64	1,76	112,25	115,05
0,355	101,03	1	0,4	0,4	1	1,5	1,5	1	0,4	0,4	6	0,4	2,4	4,7

Продовження таблиці 4.4

40

Відстань між нерухомими опорами, $L, \text{ м}$	Розрахункове подовження компенсатора, $\Delta X_n, \text{ мм}$	Розміри компенса-тора, $H/B, \text{ м/м}$	Довжина вильотів всіх компенсаторів, $l_k, \text{ м}$	Еквівалентна довжина, $l_e, \text{ м}$	Загальна довжина, $l_{\text{заг}}, \text{ м}$	Втрата тиску, $\Delta P, \text{ Па}$	Питома втрата теплоти, $q, \text{ Вт/м}$	Загальна втрата теплоти, $Q, \text{ кДж/с}$	Падіння температури пари, $\Delta t, \text{ }^\circ\text{C}$	Кінець ділянки			Середня густина пари, $\rho_{\text{ср}}, \text{ кг/м}^3$
										Тиск $P_k, \text{ МПа}$	Температура $t_k, \text{ }^\circ\text{C}$	Об'ємна густина пари, $\rho_k, \text{ кг/м}^3$	
30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43
100	332	9/9	478	980	4592	254582	225	1033,2	58	1,35	292	5072	5,71
100	182	5,7/5	728	1630	8818	596700	194	1710	105	0,753	187	4,07	4,9
90	200	4,6/3	55,2	24,1	659,3	66806	172	133	22	1,28	270	5,67	5,7

Контрольні питання до розділів 1, 2, 3, 4

- 1 Чинники, що впливають на тепловтрати житлових, адміністративних і промислових будівель.
- 2 Рівняння для визначення розрахункових і поточних витрат теплоти на опалення і вентиляцію житлових і промислових будівель.
- 3 Побудова графіків витрати теплоти на опалювання, вентиляцію і гаряче водопостачання.
- 4 Розрахунок і побудова графіка витрати теплоносія в двохтрубній закритій і відкритій водяних теплових мережах.
- 5 Методи регулювання відпуску теплової енергії у водяних системах теплопостачання.
- 6 Розрахунок і побудова графіка якісного регулювання теплових навантажень у водяних системах теплопостачання.
- 7 Класифікація систем централізованого теплопостачання.
- 8 Схеми приєднання систем опалювання і гарячого водопостачання в двохтрубних відкритих і закритих теплових мережах.
- 9 Розрахунок витрати теплоти на гаряче водопостачання різних категоріям споживачів.
- 10 Гідравлічний розрахунок теплових мереж. Завдання гідравлічного розрахунку. Основні розрахункові залежності.
- 11 П'єзометричний графік для двохтрубної водяної теплової мережі, його побудова і аналіз.
- 12 Основні вимоги до гідравлічного режиму у водяних системах теплопостачання.
- 13 Розрахунок річного споживання теплоти на опалювання, вентиляцію і гаряче водопостачання.
- 14 Тепловий розрахунок теплопроводів. Завдання розрахунку. Основні розрахункові рівняння.
- 15 Розрахунок оптимальної товщини теплової ізоляції.
- 16 Розрахунок падіння температури по довжині теплопроводу.
- 17 Розрахунок теплових втрат одно - і двохтрубного теплопроводу при наземній і підземній прокладці.
- 18 Розрахунок оптимальної температури теплоносія в системах централізованого теплопостачання.

ДОДАТКИ
до розділів 1, 2, 4

Додаток 1-А

Максимальна загальна витрата теплоти на 1 мешканця q^{\max} при розрахунковій температурі зовнішнього повітря за даними додатку 7 [1],

КДж/с

Вид теплового навантаження	Розрахункова температура $t_{H.O.}^P, ^\circ C$			
	$t_{H.O.} = -35, ^\circ C$ $t_{H.B} = -23, ^\circ C$	$t_{H.O.} = -25, ^\circ C$ $t_{H.B} = -14, ^\circ C$	$t_{H.O.} = -15, ^\circ C$ $t_{H.B} = -7, ^\circ C$	$t_{H.O.} = -5, ^\circ C$ $t_{H.B} = -0, ^\circ C$
Опалювання, вентиляція житлових, будівель	1,44	1,24	1,05	0,75
Опалювання і вентиляція суспільних будівель	0,54	0,44	0,38	0,26
Гаряче водопостачання (всі будинки з ваннами)	0,67	0,67	0,67	0,67

Додаток 2-А

Граничні відстані між нерухомими опорами

Умовний прохід, мм D_y	Компенсатори							
	П-подібні					Сальникові		
	Теплоносій							
	Вода	Пара				Вода	Пара	
	P=0,8-1,6 МПа, t=100-150 °C	P=0,8 МПа, t=250°C	P=1,3 МПа, t=300 °C	P=1,6 МПа, t=350 °C	P=3,7 МПа, t=425 °C	P=0,8 МПа, t=100-150°C	P=0,8 МПа, t=250°C	P=1,3 МПа, t=300 °C
25	-	50	50	50	50	-	-	-
32	50	50	50	50	50	-	-	-
40	60	60	60	60	60	-	-	-
50	60	60	60	60	60	-	-	-
70	70	70	70	70	70	-	-	-
80	80	80	80	80	80	-	-	-
100	80	80	80	80	80	70	60	50
125	90	90	90	80	80	70	60	50
150	100	100	90	80	80	80	70	60
175	100	100	100	90	80	-	-	-
200	120	120	100	100	80	80	70	60
250	120	120	100	100	80	100	70	60
300	120	120	120	120	100	100	70	60
350	140	120	120	120	100	120	70	60
400	160	140	140	120	100	140	100	80
450	160	140	140	-	-	140	100	80
500	180	160	160	-	-	140	100	80
600	200	160	160	-	-	160	100	80
700	200	160	160	-	-	160	100	80
800	200	160	160	-	-	120	70	60
900	200	160	160	-	-	-	-	-
1000	200	160	160	-	-	160	100	80

Примітки:

1. Граничні відстані між нерухомими опорами для трубопроводів з сальниковими компенсаторами визначені з урахуванням ходу сальникових компенсаторів, вказаного в [5].
2. Максимальна відстань від нерухої опори до компенсатора для трубопроводів з П-подібними компенсаторами не повинна бути більше 60% граничної відстані між нерухомими опорами.

Додаток 2-Б

Коефіцієнт лінійного розширення α_1 для сталей марок 10, 15, 20, Ст. 3, Ст. 4

Температура стінки труби, °С	$\alpha_1 \cdot 10^2$ мм/м °С	Температура стінки труби, °С	$\alpha_1 \cdot 10^2$ мм/м °С
20	1,8	250	1,31
75	1,2	275	1,32
100	1,22	300	1,34
125	1,24	325	1,35
150	1,25	350	1,36
175	1,27	375	1,37
200	1,28	400	1,38
225	1,3	425	1,40

Додаток 2-В

Рекомендовані максимальні швидкості пари в паропроводах, м/сек.

Умовний діаметр труб, мм	Перегріта пара	Насичена пара
до 200 мм	50	35
більше 200 мм	80	60

Додаток 2-Г

Норми втрат теплоти ізольованими водяними теплопроводами при наземній прокладці з розрахунковою середньорічною температурою зовнішнього повітря +5 °С [14]

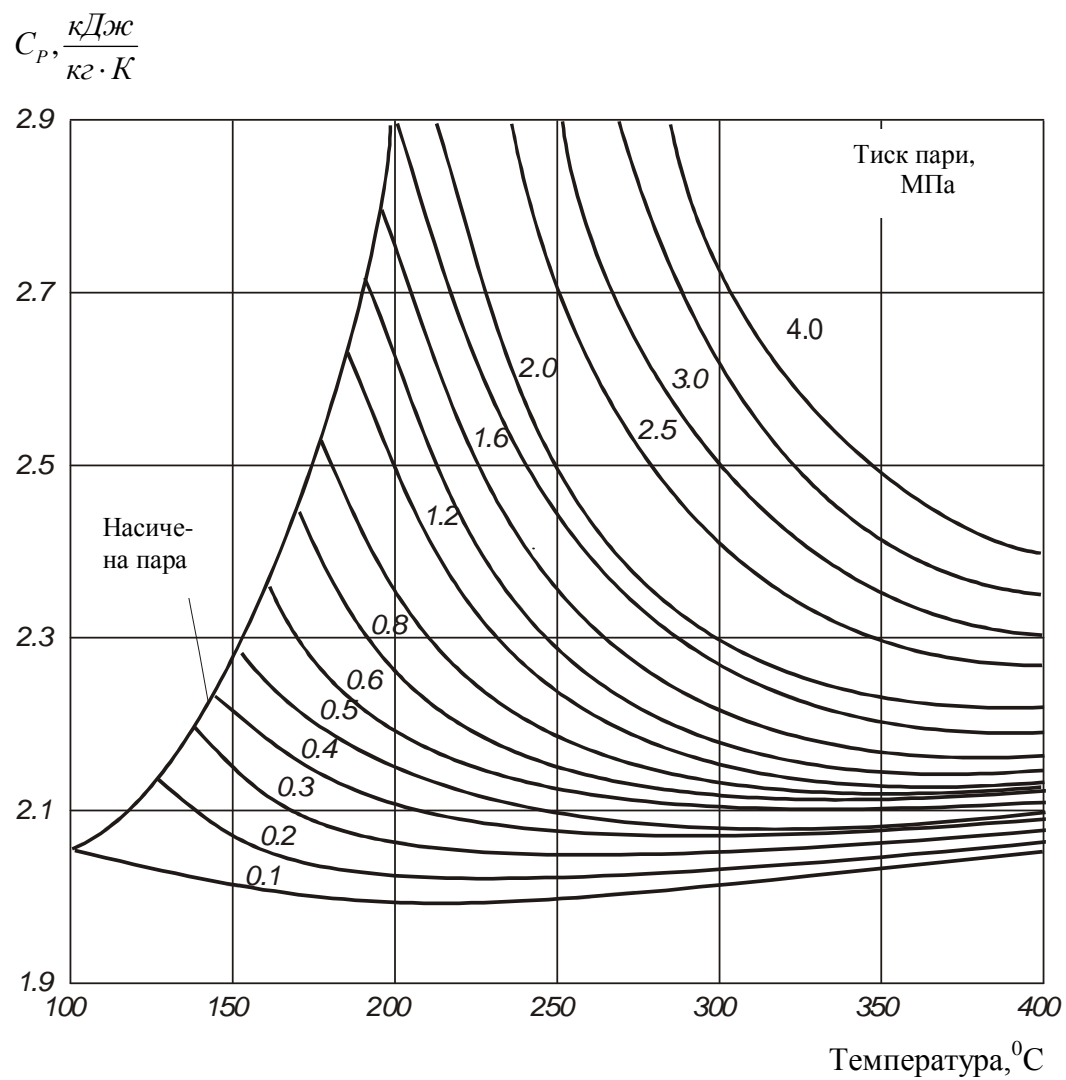
Зовнішній діаметр трубопроводу d_H , мм	q_H , кВт/м			
	50	75	100	125
32	15	23	31	38
48	18	27	36	45
57	21	30	40	49
76	25	35	45	55
89	28	38	50	60
108	31	43	55	67
133	35	48	60	74
159	38	50	65	80
194	42	58	73	88
219	46	60	78	95
273	53	70	87	107
325	60	80	100	120
377	71	93	114	135
426	82	105	128	150
478	89	113	136	160
529	95	120	145	170
630	104	133	160	190
720	115	145	176	206
820	135	168	200	233
920	155	190	225	260
1020	180	220	255	292
1420	230	280	325	380

Додаток 2-Д

Норми втрат теплоти ізольованими водяними теплопроводами при підземній безканальній прокладці і прокладці в непрохідних каналах з розрахунковою середньорічною температурою ґрунту +5 °С [14]

Зовнішній діаметр труб d_n , мм	q_n , кВт/м						
	Для зворотної лінії при $t_{ср.р.} = 50$ °С	Для подаючої лінії при $t_{ср.р.} = 65$ °С	Сумарні втрати для двотрубної прокладки при $t_{ср.р.} = 65$ °С	Для подаючої лінії при $t_{ср.р.} = 90$ °С	Сумарні втрати для двотрубної прокладки при $t_{ср.р.} = 90$ °С	Для подаючої лінії при $t_{ср.р.} = 110$ °С	Сумарні втрати для двотрубної прокладки при $t_{ср.р.} = 110$ °С
32	20	25	45	32	52	38	58
57	25	31	56	40	65	47	72
76	29	35	64	45	74	53	82
89	31	38	69	49	80	57	88
108	34	42	76	54	88	62	96
159	42	52	94	65	107	75	117
219	51	62	113	79	130	91	142
273	60	72	132	90	150	103	163
325	68	81	149	100	168	115	183
377	76			107	183	126	202
426	82			121	203	137	219
478	91			132	223	150	241
529	101			142	243	160	261
630	114			163	277	184	298
720	125			181	306	202	327
820	141			200	341	223	364
920	155			218	373	244	399
1020	170			240	410	266	436

Додаток 2-Е
Теплоємність пари



Додаток 4-А

Рекомендована товщина ізоляції

Діаметр умовного проходу труби, мм	Рекомендована товщина ізоляції, мм	
	паропроводи	водопроводи
40	80	40
50	100	80
100	150	90
150	160	100
200	180	100
250	180	100
300	190	100
350	200	100
400	200	110
500	210	120
600	220	120
700	230	120
800	250	120

5 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ СХЕМ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

5.1 Загальні положення

Проектуванню будь-якої теплопідготовчої установки передуює аналіз вихідних даних по характеру теплових навантажень, вигляду теплоносія і вибір для даних конкретних умов схеми відпуску теплоти в цілому.

Розрахунок теплової схеми котельної робиться з метою визначення витрат пари і води при характерних режимах роботи теплопідготовчої установки і складання загального матеріального балансу пари і води. Розрахунком визначається температура різних потоків води (мережевої, підживлювальної, сирої, пом'якшеної) і конденсату.

На розрахунковій тепловій схемі вказується напрям основних потоків теплоносіїв, їх витрати і параметри.

Результати розрахунку є початковими для розрахунку і вибору устаткування окремих вузлів теплової схеми і основних трубопроводів котельної. Вибір числа і одиничної потужності котлів також робиться на підставі результатів розрахунку теплової схеми. В разі наявності двох або більшої кількості варіантів установки котлів вибір слід робити на підставі техніко-економічного обґрунтування.

Розрахунок теплової схеми виконується для наступних характерних режимів роботи:

- максимального зимового при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування систем опалювання.
- зимового режиму при середній температурі зовнішнього повітря за найбільш холодний місяць. Розрахунок по цьому режиму робиться для вибору одиничної потужності котлоагрегатів.
- режиму, відповідного середній температурі зовнішнього повітря за опалювальний сезон. Розрахунок теплової схеми по цьому режиму робиться з метою визначення основних техніко-економічних показників роботи станції.
- літнього режиму, який характеризує роботу котельної в літній період за відсутності опалювально-вентіляційного навантаження. Технологічне навантаження приймається максимально-добовим; навантаження гарячого водопостачання – по середньодобовій за добу найбільшого водоспоживання.

Методика розрахунку теплової схеми джерела для відпуску теплоти промислово-опалювальним споживачам передбачає наступні розрахунки:

1. Розрахунок незалежної потужності котлоагрегатів, що визначається лише зовнішніми паротеплоприймачами. Ця потужність розраховується виходячи із заданих теплових навантажень.

2. Розрахунок потужності котлоагрегатів, необхідної для покриття витрат теплоти на власні потреби котельної: деаератори, пароводяні і водоводяні підігрівачі і тому подібне.

Витрата пари на власні потреби багато в чому визначається схемою теплової мережі (відкрита або закрита) і величиною повернення конденсату на станцію.

У свою чергу ці чинники впливають на величину додаткової води, що поступає на станцію для заповнення втрат теплоносія у споживача.

3. Розрахунок дійсної (сумарної) теплопродуктивності котельної установки.

Розрахунок слід виконувати паралельно для всіх чотирьох режимів. Результати розрахунку зручно представляти в табличній формі.

При визначенні витоків теплоносія у водяних теплових мережах слід приймати їх рівними 0,5 % об'єму води в трубопроводах і місцевих опалювально-вентіляційних системах споживачів.

Об'єм води в зовнішніх трубопроводах може бути визначений по питомим об'ємам залежно від розрахункового теплового навантаження, м³

$$V_{TC} = Q_{ж}^p \cdot A_{нж} + Q_n^p \cdot A_{нп}, \quad (5.1)$$

де $Q_{ж}^p$, Q_n^p - розрахункові теплові навантаження житлових будівель і підприємств, МВт;

$A_{нж}$, $A_{нп}$ -, питомі об'єми води в зовнішніх тепломережах, м³/МВт.

Для міст і населених пунктів $A_{нж} \approx 8,0 \div 10,0$; для селищ $A_{нж} \approx 10,3 \div 12,0$; для промислових підприємств $A_{нп} \approx 6,0 \div 8,0$.

Об'єм трубопроводів усередині будівель (місцеві системи) підраховуються аналогічно, при цьому $A_{мж} = 25,0$; $A_{мп} = 12,0 \div 15,0$.

У розрахунку теплової схеми парової котельної втрати теплоти з випаром не враховуються, оскільки за наявності охолоджувача випара вони дуже малі.

Величину безперервного продування котлів в розрахунку теплової схеми згідно з нормами для парових котлів з робочим тиском до 1,4 МПа слід приймати не більше 10% номінальної паропроductивності котла, а для котлів з тиском 4 МПа – 5%.

При деаерації живильної і підживлювальної води в деаераторах атмосферного типу з подачею в них гріючої пари, величина додаткової (сирої) води по станції зменшується на величину конденсату гріючої пари.

Розрахунок теплової схеми базується на складанні і вирішенні системи рівнянь теплового і матеріального балансу. Вибір основного і допоміжного устаткування котельної установки на підставі розрахунку її теплової схеми повинен робитися відповідно до діючих норм проектування [20]. Рекомендації по вибору допоміжного устаткування промислово-опалювальної котельної приведені в [21]. Слід також мати на увазі, що парове максимально-зимове навантаження котельної, як правило, повинне покриватися всіма встановлюваними паровими котлами без резерву. Одиначна потужність парових котлів повинна дозволяти проведення планово-запобіжних ремонтів.

Для швидкого визначення ряду розрахункових величин рекомендується використовувати графіки, що приведені в Додатках.

Послідовність виконання розрахунків теплових схем викладена в прикладах, приведених в даному посібнику.

Як приклад використані розрахунки теплових схем котельних з паровими і водогрійними котлами для закритої і відкритої систем тепlopостачання, виконаних ДПІ Сантехпроект [16, 17, 18].

У посібнику приведені також методичні рекомендації і приклади розрахунку і вибору устаткування водопідготовчої установки і розрахунку техніко-економічних показників котельних. За основу узяті матеріали ДПІ Сантехпроект [22, 23].

5.2 Розрахунок теплової схеми виробничо-опалювальної котельної з паровими котлами

5.2.1 Приклад розрахунку теплової схеми котельної з паровими котлами для закритої системи тепlopостачання

Тепловою схемою виробничо- опалювальної котельної передбачається відпуск споживачам теплоти у вигляді насиченої пари і гарячої води. Тому вона є найбільш загальною схемою, з якої шляхом виключення окремих елементів можуть бути отримані схеми виробничої і опалювальної котельної.

Слід мати на увазі, що варіант проектування теплової станції з паровими котлами може розглядатися за наявності споживачів пари для технологічних цілей, а також для відпустки невеликої (по відношенню до відпустки пари) кількості теплоти у водяні мережі.

Теплова схема виробничо-опалювальної котельної приведена на рис. 5.1.

Розрахункові режими.

Для виробничо-опалювальних і опалювальних котельних розрахунок ведеться для чотирьох характерних режимів:

- максимального зимового при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалювання і вентиляції;
- режиму при середній температурі найбільш холодного місяця;
- режиму при температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережевої води (за наявності навантаження на гаряче водопостачання);
- літнього режиму.

В разі відсутності навантаження на гаряче водопостачання режим при температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережевої води замінюється режимом в кінці опалювального періоду (температура зовнішнього повітря $+8^{\circ}\text{C}$).

Для опалювальної котельної за наявності лише опалювально-вентіляційного навантаження виключається літній режим (котельня в літній період не працює).

Виробнича котельня розраховується для максимального зимового режиму, режиму при середній температурі найхолоднішого місяця і літнього.

Вихідні дані до розрахунку теплової схеми виробничо– опалювальної котельні для закритої системи тепlopостачання приведені в таблиці 5.1. Загальна методика розрахунку ілюструється на прикладі, приведеному в таблиці 5.2.

Додаткові вихідні дані:

а) паливо тверде;

б) повернення конденсату від виробничих споживачів під натиском.

Графік, приведений в Додатку 5-А на рис. а, дозволяє визначити питому витрату пари на деаерацію живильної води залежно від долі конденсату в сумарній вазі потоків, що поступають в деаератор (окрім гріючої пари), і від величини безперервного продування.

Графік побудований для наступних розрахункових умов:

- середньозважена температура конденсату, що поступає в деаератор +80 °С;

- температура сирі води, що поступає в котельню +5 °С.

В разі відхилення дійсних умов від вказаних розрахункових на величину питомої витрати пари вводяться поправки:

а) для літнього режиму у зв'язку з підвищенням температури сирі води (до +15 °С);

б) на зміну середньозваженої температури конденсату, що поступає в деаератор, у зв'язку з можливою зміною температури конденсату, який повертається з виробництва (температура конденсату від підігрівачів мережевої води приймається постійною і рівною 80 °С). Ці поправки також визначаються по Додатку 5-А.

Середньозважена температура конденсату, що поступає в деаератор, визначається по формулі, °С

$$t_{\kappa}^{cp.83.} = \frac{G_{\delta} t_{\kappa\delta} + \sum_{i=1}^n G_{i\text{ номр}} t_{i\text{ кл}}}{G_{\delta} + \sum_{i=1}^n G_{i\text{ номр}}}, \quad (5.2)$$

де G_{δ} - кількість конденсату, що поступає від підігрівачів мережевої води, кг/с;

$t_{\kappa\delta}$ - температура конденсату, що поступає від підігрівачів мережевої води, приймається рівною +80°С;

$G_{i\text{ номр}}$ - кількість конденсату, що поступає від виробничих споживачів пари, кг/с;

$t_{i\text{ кл}}$ - температура потоків конденсату, що поступають від виробничих споживачів пари, °С.

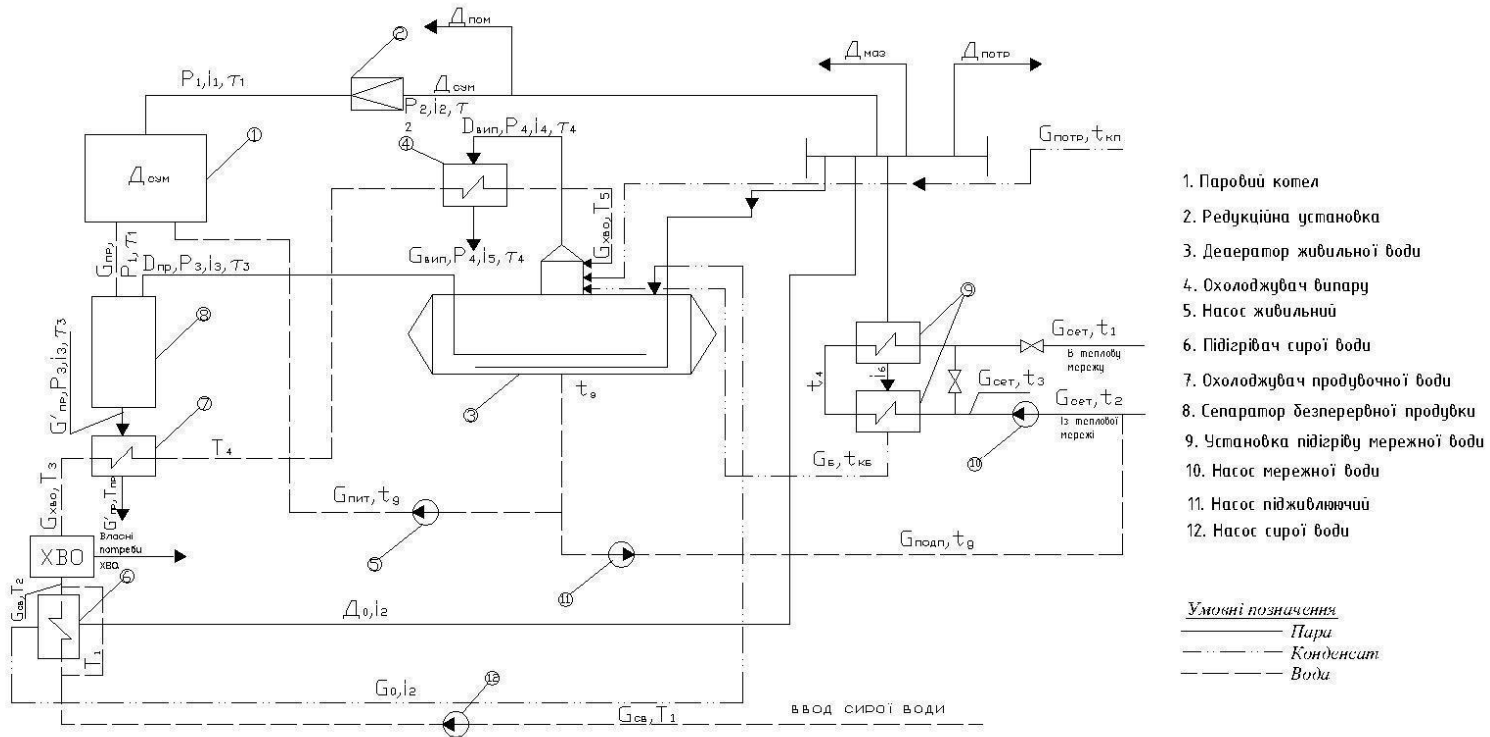


Рисунок 5.1 - Розрахункова теплова схема опалювально-виробничої котельної з паровими котлами для закритої системи тепlopостачання

Таблиця 5.1 - Вихідні дані для розрахунку теплової схеми виробничо-опалювальної котельної з паровими котлами для закритої системи теплопостачання.

№ поз.	Найменування	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункові режими				Примітка
				Максимальний зимовий, t_{no}^p	При середній температурі найбільш холодного місяця, $t_n^{cp.x}$	При температурі зовнішнього повітря в точці зламу, t_n^{uzl}	Літній, t_n^l	
				I	II	III	IV	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
И ₀₁	Температура зовнішнього повітря	t_n	°С	-22	-9	1)	≥ +8	Згідно [2,3]
И ₀₂	Температура повітря усередині опалювальних будівель	$t_{вн}$	°С	18			-	Згідно [2]
И ₀₃	Максимальна температура прямої мережевої води	t_{1max}	°С	150	-	-	-	Задається
И ₀₄	Мінімальна температура прямої мережевої води в точці зламу	t_{1uzl}	°С	-	-	70	-	Задається
И ₀₅	Максимальна температура зворотної мережевої води	t_{2max}	°С	70	-	-	-	Задається

¹⁾ Температура зовнішнього повітря в точці зламу визначається розрахунком або графічно по Додатку 5-Б.

Продовження таблиці 5.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
И ₀₆	Температура деаерованої води після деаератора	T	°C	104,2				Згідно [9]
И ₀₇	Ентальпія деаерованої води	i _д	кДж/кг	437,44				Згідно [9]
И ₀₈	Температура сирієї води на вході в котельню	T ₁	°C	5			15	
И ₀₉	Температура сирієї води перед хімоводоочищенням	T ₃	°C	25				Задається
И ₁₀	Питомий об'єм води в системі тепlopостачання в м ³ на 1 МВт сумарного відпуску теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання	g ^п _{сист}	м ³ /МВт	30,0				По [5]

Продовження таблиці 5.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Параметри пари, що виробляється котлами (до редуційної установки)								
И ₁₁	Тиск	P_1	МПа	1,4				По[21]
И ₁₂	Температура	τ_1	°С	194,1				
И ₁₃	Ентальпія	i_1	кДж/кг	2788,4				
Параметри пари після редуційної установки								
И ₁₄	Тиск	P_2	МПа	0,7				3 таблиць [9]
И ₁₅	Температура	τ_2	°С	164,2				
И ₁₆	Ентальпія	i_2	кДж/кг	2764,98				
Параметри пари, що утворюється в сепараторі безперервного продування								
И ₁₇	Тиск	P_3	МПа	0,17				3 таблиць [9]
И ₁₈	Температура	τ_3	°С	114,8				
И ₁₉	Ентальпія	i_3	кДж/кг	2700,5				
Параметри пари, що поступає в охолоджувач випару з деаератора								
И ₂₀	Тиск	P_4	МПа	0,12				3 таблиць [9]
И ₂₁	Температура	τ_4	°С	104,2				
И ₂₂	Ентальпія	i_4	кДж/кг	2683,8				
Параметри конденсату після охолоджувача випару								
И ₂₃	Тиск	P_4	МПа	0,12				3 таблиць [9]
И ₂₄	Температура	τ_4	°С	104,2				
И ₂₅	Ентальпія	i_5	кДж/кг	437,4				

Продолжение таблицы 5.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Параметри продувочної води на вході в сепаратор безперервного продування								
И ₂₆	Тиск	P ₁	МПа	1,4				3 таблиць [9]
И ₂₇	Температура	τ ₁	°С	194,1				
И ₂₈	Ентальпія	i ₇	кДж/кг	826,7				
Параметри продувочної води на виході з сепаратора безперервного продування								
И ₂₉	Тиск	P ₃	МПа	0,17				3 таблиць [9]
И ₃₀	Температура	τ ₃	°С	114,6				
И ₃₁	Ентальпія	i ₈	кДж/кг	481,0				
И ₃₂	Температура продувочної води після охолоджувача продувочної води	t _{np}	°С	40				Приймається
И ₃₃	Температура конденсату від блоку підігрівачів мережевої води	t _{к.б.}	°С	80				Приймається
И ₃₄	Температура конденсату після пароводяного підігрівача сирієї води	τ ₂	°С	164,2				3 таблиць [9]
И ₃₅	Ентальпія конденсату після пароводяного підігрівача сирієї води	i ₆	кДж/кг	694,3				3 таблиць [9]

Продовження таблиці 5.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
И ₃₆	Температура конденсату, що повертається з виробництва	$t_{к.л.}$	°С	80				Задається
И ₃₇	Величина безперервного продування	П	%	5		9		Приймається з розрахунків хімводоочищення
И ₃₈	Питомі втрати пари з випаром з деаератора живильної води в кг на 1 т деаерованої води	$d_{вип}$	кг/т	2				Приймається
И ₃₉	Коефіцієнт власних потреб хімводоочищення	$K_{хво}^{ст}$	-	1,2				Приймається
И ₄₀	Коефіцієнт внутрішньокотельних втрат пари	$K_{пот}$	-	0,02				Приймається
И ₄₁	Максимальний відпуск теплоти з котельної на опалення і вентиляцію	$Q_{ов.макс}$	МВт	11,25	-	-	-	Задається
И ₄₂	Середньогодинний відпуск теплоти на гаряче водопостачання за добу найбільшого водоспоживання	$Q_{зв}^{сп}$	МВт	1,25	-	-	1,18	Задається

Продовження таблиці 5.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
И ₄₃	Розрахунковий відпуск пари виробничим споживачам	D _{потр}	кг/с	3,72				Задається
И ₄₄	Повернення конденсату від виробничих споживачів	G _{потр}	кг/с	1,83				Задається
И ₄₅	Витрати пари на мазутне господарство ²⁾	D _{маз}	кг/с	-	-	-	-	
²⁾ Витрата пари на мазутне господарство враховується лише при роботі котельної на мазуті.								

Таблиця 5.2 – Приклад розрахунку теплової схеми виробничо-опалювальної котельної з паровими котлами для закритої системи теплопостачання.

№ поз.	Найменування	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула	Розрахункові режими			
					I	II	III	IV
					Максимальний зимовий	При середній температурі найбільш холодного місяця	При температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка	Літній
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1) 1	Температура зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережевої води	$t_{н.изл}$	°C	$t_{вн}-0,354(t_{вн}-t_{нр})$	-	-	3,84	-
2	Коефіцієнт зниження витрати теплоти на опалювання і вентиляцію залежно від температури зовнішнього повітря	$K_{об}$	-	$\frac{t_{вн} - t_{н}}{t_{вн} - t_{нр}}$	1	0,7	0,354	-
3	Розрахунковий відпуск тепла на опалення і вентиляцію	$Q_{об}$	МВт	$Q_{о.в.макс}K_{об}$	11,25	7,88	3,98	-
2) 4	Значення коефіцієнту $K_{об}$ у ступіні 0,8	$K_{об}^{0,8}$	-	-	1	0,68	0,436	-
3) 5	Температура прямої мережевої води на виході з котельної	t_1	°C	$18+64,5K_{об}^{0,8}+67,5K_{об}$	150	113,6	70	70

1) Температура зовнішнього повітря може визначатися графічно по Додатку 5-Б.

2) Значення коефіцієнту $K_{об}^{0,8}$ може бути визначено графічно по Додатку 5-В.

Продовження таблиці 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
6 ³⁾	Температура зворотної мережевої води на вході в котельню	t_2	°C	$t_1 - 80K_{OB}$	70	57,6	41,7	41,7
7	Сумарний відпуск теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання в зимових режимах	$Q_{T \text{ зим}}$	МВт	$Q_{OB} + Q_{Г.В. \text{ ср}}$	12,5	9,13	5,23	-
8	Розрахункова витрата мережевої води в зимових режимах	$G_{\text{под}}^{\text{сет}}$	кг/с	$\frac{Q_{\text{т.зим}} \cdot 10^3}{(t_1 - t_2) \cdot 4,19}$	37,5	38,7	44,17	-
9	Максимальний відпуск теплоти на гаряче водопостачання в літньому режимі	$Q_{\text{т.лет}}^{\text{max}}$	МВт	$Q_{\text{зв}}^{\text{сп}}$	-	-	-	1,18
10	Розрахункова витрата мережевої води в літньому режимі	$G_{\text{лет}}^{\text{сет}}$	кг/с	$\frac{Q_{\text{т.лет}}^{\text{max}} \cdot 10^3}{(t_{\text{узіл}} - t_{\text{2узіл}}) \cdot 4,19}$	-	-	-	10,61
11	Об'єм мережевої води в системі теплопостачання	$G_{\text{сист}}$	т	$g_{\text{сист}} \cdot Q_{\text{т. зим}}$	375			187,5
12 ⁴⁾	Витрата підживлювальної води на заповнення витоків в тепломережі	$G_{\text{ут}}$	кг/с	$\frac{0,5}{100} \cdot \frac{G_{\text{сист}}}{3600}$	0,521			0,261
13	Кількість зворотної мережевої води	$G_{\text{обр}}^{\text{сет}}$	кг/с	$G_{\text{сет}} - G_{\text{ут}}$	36,979	38,179	43,649	10,350
14	Температура зворотної мережевої води перед мережевим насосом	t_3	°C	$\frac{(t_2 \cdot G_{\text{сет.обр.}} + TG_{\text{ут}}) \cdot c_a}{G_{\text{сет}} \cdot c_a}$	70,3	54,7	42,5	44,8

³⁾ Температура в прямому і зворотному трубопроводі може бути визначена графічно по Додатку 5-Г.

⁴⁾ Витрата підживлювальної води може бути визначена графічно по Додатку 5-Д.

Продовження таблиці 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
5) 15	Витрата пари на підігрівачі мережевої води	D_{δ}	кг/с	$G_{\text{сет}} \frac{t_1 - t_3}{(t_2 - t_{\text{к.д.}})0,98}$	5,28	3,42	2,14	0,47
16	Кількість конденсату від підігрівачів мережевої води	G_{δ}	кг/с	D_{δ}	5,28	3,42	2,14	0,47
17	Парове навантаження на котельну за вирахуванням витрати пари на деаерацію і на підігрів сирої води, пом'якшеної для живлення котлів, без урахування внутрішньокотельних втрат	D	кг/с	$D_{\text{потр}} + D_{\delta} + D_{\text{маз}}$	8,99	7,14	5,86	4,19
18	Кількість конденсату від підігрівачів мережевої води і з виробництва	$G_{\text{к}}$	кг/с	$G_{\delta} + G_{\text{потр}}$	7,1	5,25	3,97	2,3
19	Кількість продувочної води, що поступає в сепаратора безперервного продування	$G_{\text{пр}}$	кг/с	$\frac{\Pi}{100} D$	0,45	0,35	0,29	0,38
6) 20	Кількість пари на виході з сепаратора безперервного продування	$D'_{\text{пр}}^*$	кг/с	$0,148 G_{\text{пр}}$	0,07	0,05	0,04	0,06
21	Кількість продувочної води на виході з сепаратора безперервного продування	$G'_{\text{пр}}^*$	кг/с	$G_{\text{пр}} - D'_{\text{пр}}$	0,38	0,3	0,25	0,32
22	Внутрішньокотельні втрати пари	$D_{\text{пот}}^*$	кг/с	$0,02 D$	0,18	0,14	0,12	0,8

*) Попереднє значення

5) Витрата пари на підігрівачі мережевої води може бути визначений графічно по Додатку 5-Е.

6) Формула перетворена із загальної при розрахункових величинах, вказаних в позиції 38.

Продовження таблиці 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
23	Кількість води на виході з деаератора	G_d^*	кг/с	$D + G_{пр} + G_{ут}$	9,97	8,02	6,68	5,1
7) 24	Випар з деаератора	$D_{вип}^*$	кг/с	$d_{вип} G_d^*$	0,019	0,017	0,014	0,011
25	Кількість пом'якшеної води, що поступає в деаератор	$G_{хво}^*$	кг/с	$(D_{пот}^* - G_{потр}) + G'_{пр} + D_{пот} + D_{вип} + G_{ут} + D_{маз}$	2,99	2,87	2,79	2,83
26	Кількість сирі води, що поступає на хімоводоочищення	$G_{с.в.}^*$	кг/с	$K_{хво}^{сн} * G_{хво}^*$	3,61	3,46	3,33	3,4
8) 27	Витрата пари для підігріву сирі води	D_c^*	кг/с	$\frac{G_{св} \cdot c_6 \cdot (T_3 - T_1)}{(i_2 - i_6) \cdot 0,98}$	0,15	0,14	0,13	0,07
28	Кількість конденсату від підігрівача сирі води, що поступає в деаератор	G_c^*	кг/с	D_c	0,15	0,14	0,13	0,07
29	Сумарна вага потоків, що поступають в деаератор (окрім грійучої пари)	G_{Σ}^*	кг/с	$G_k + G_{хво}^* + G_c^* + D_{пр} - D_{вип}^*$	10,3	8,25	6,93	5,25
30	Частка конденсату від підігрівачів мережевої води і з виробництва в сумарній вазі потоків, що поступають в деаератор	-	-	$(\frac{G_k}{G_{\Sigma}})^*$	0,69	0,63	0,57	0,44
9) 31	Питома витрата пари на деаератор	d_d^*	кг/кг	-	0,0615	0,067	0,072	0,076

7) Питомі втрати з випаром прийняті 2 кг на 1000 кг деаерованої води.

8) Витрата пари на підігрів сирі води може бути визначена графічно по Додатку 5-Ж.

9) Питома витрата пари на деаератор може бути визначена графічно по Додатку 5-А, рис. а.

Продовження таблиці 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
32	Абсолютна витрата пари на деаератор	D_d^*	кг/с	$d_d G_{\Sigma}^*$	0,63	0,55	0,49	0,39
33	Витрата пари на деаератор живильної води і для підігріву сирої води	-	кг/с	$(D_d^* + D_c^*)^*$	0,78	0,69	0,64	0,44
34	Парове навантаження на котельню без урахування внутрішньокотельних втрат	D'^*	кг/с	$D + (D_d^* + D_c^*)^*$	9,78	7,84	6,49	4,66
35	Внутрішньокотельні втрати пари	$D_{пот}$	кг/с	$D' * K_{пот} / (1 - K_{пот})$	0,19	0,16	0,13	0,09
36	Сумарне парове навантаження на котельню	$D_{сум}^*$	кг/с	$D' + D_{пот}$	9,97	8	6,62	4,75
37	Кількість продувочної води, що поступає в сепаратор безперервного продування	$G_{пр}$	кг/с	$\frac{\Pi}{100} D_{сум}^*$	0,499	0,399	0,333	0,428
38	Кількість пари на виході з сепаратора безперервного продування	$D_{пр}$	кг/с	$G_{пр} \frac{i_7 \cdot 0,98 - i_8}{i_3 - i_8}$	0,075	0,058	0,049	0,064
39	Кількість продувочної води, на виході з сепаратора безперервного продування	$G_{пр}'$	кг/с	$G_{пр} - D_{пр}$	0,424	0,341	0,284	0,36
40	Кількість води на живлення котлів	$G_{пит}$	кг/с	$D_{сум}^* + G_{пр}'$	10,48	8,39	6,97	5,19
41	Кількість води на виході з деаератора	G_d	кг/с	$G_{пит} + G_{ут}$	11	8,92	7,49	5,71
42	Випар з деаератора	$D_{вип}$	кг/с	$d_{вип} G_d$	0,02	0,017	0,014	0,011

Продовження таблиці 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
43	Кількість пом'якшеної води, що поступає в деаератор	$G_{\text{хво}}$	кг/с	$(D_{\text{потр}} - G_{\text{потр}}) + G'_{\text{пр}} + D_{\text{пог}} + D_{\text{вып}} + G_{\text{ут}} + D_{\text{маз}}$	3,06	3,21	2,84	2,88
44	Кількість сирієї води, що поступає на хімводоочищення	$G_{\text{с.в.}}$	кг/с	$K^{\text{сн}}_{\text{хво}} \cdot G_{\text{хво}}$	3,67	3,51	3,42	3,47
45	Витрата пари для підігріву сирієї води	$D_{\text{с}}$	кг/с	$\frac{G_{\text{св}} \cdot c_{\text{с}} \cdot (T_3 - T_1)}{(i_2 - i_6) \cdot 0,98}$	0,15	0,144	0,142	0,072
46	Кількість конденсату, що поступає в деаератор від підігрівачів сирієї води	$G_{\text{с}}$	кг/с	$D_{\text{с}}$	0,15	0,144	0,142	0,072
47	Сумарна вага потоків що поступають в деаератор (окрім гріючої пари)	G_{Σ}	кг/с	$G_{\text{к}} + G_{\text{хво}} + G_{\text{с}} + D_{\text{пр}} + D_{\text{вып}}$	10,38	8,37	6,99	5,31
48	Частка конденсату від підігрівачів мережевої води і з виробництва в сумарній вазі потоків, що поступають в деаератор	$G_{\text{к}}/G_{\Sigma}$	-	$G_{\text{к}}/G_{\Sigma}$	0,69	0,63	0,57	0,41
49	Питома витрата пари на деаератор	$d_{\text{д}}$	кг/кг	-	0,0615	0,067	0,072	0,076
50	Абсолютна витрата пари на деаератор	$D_{\text{д}}$	кг/с	$d_{\text{д}} G_{\Sigma}$	0,64	0,56	0,51	0,41

Продовження таблиці 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
51	Витрата пари на деаератор живильної води і для підігріву сирі води	-	кг/с	$D_d + D_c$	0,79	0,704	0,65	0,48
52	Парове навантаження на котельню без урахування внутрішньокотельних втрат	D_1	кг/с	$D + (D_d + D_c)$	9,78	7,844	6,51	4,67
53	Сумарне парове навантаження на котельню	$D_{\text{сум}}$	кг/с	$D_1 + D_{\text{пот}}$	9,98	8	6,69	4,77
54	Відсоток витрати пари на власні потреби котельної (деаерація, підігрів сирі води, розігрівання мазуту)	$k_{\text{сн}}$	%	$\frac{D_d + D_c + D_{\text{маз}}}{D_{\text{сум}}} \cdot 100$	7,92	8,82	9,7	10
¹⁰⁾ 55	Кількість працюючих парових котлів	$N_{\text{кроб}}$	КОМПЛ	вар.1 котлы ДКВР - 20 - 13 вар.2 котлы ДКВР - 10 - 13	2 4	2 3	2 3	1 2
56	Відсоток завантаження працюючих парових котлів	$k_{\text{загр}}$	%	$\frac{D_{\text{сум}}}{D_{\text{к.расч}} \cdot N_{\text{к.раб}}} \cdot 100$	85 78,3	68 83,4	56,2 69,4	81 74,6
57	Кількість води, що пропускається через перемичку між трубопроводами прямої і зворотної мережевої води крім підігрівачів мережевої води	$G_{\text{сет. п}}$	кг/с	$G_{\text{сет}} \cdot \frac{t_{1,\text{макс}} - t_1}{t_{1,\text{макс}} - t_3}$	0	19,36	32,98	8,06
58	Кількість води, що пропускається через підігрівачі мережевої води	$G_{\text{сет.б}}$	кг/с	$G_{\text{сет}} - G_{\text{сет.п.}}$	37,49	20,36	11,25	2,56

¹⁰⁾ Кількість працюючих котлів може бути визначена графічно по Додатку 5-І або 5-К.

Продовження таблиці 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
59	Температура мережевої води на вході в пароводяні підігрівачі	t_4	°C	$\frac{(i_6 - i_{к.д})}{G_{сет} \cdot c_6} + t_3$	82	69	58,3	60,3
60	Температура пом'якшеної води на виході з охолоджувача продувочної води	T_4	°C	$T_3 + \frac{G'_{пр}}{G_{хво}} (i_8 - t_{пр}) * 0,98$	35,3	33,55	32,3	61
61	Температура пом'якшеної води, що поступає в деаератор з охолоджувача випара	T_5	°C	$T_4 + \frac{D_{вып}}{G_{хво}} (i_4 - i_5) * 0,98$	39	37	35,1	36,3

5.2.2 Приклад розрахунку теплової схеми котельної з паровими котлами для відкритої системи тепlopостачання

1. Загальна методика розрахунку ілюструється прикладом розрахунку опалювально-виробничої котельної, приведеним в таблиці 5.4. Розрахункова схема котельної приведена на рисунку 5.2. Тепловою схемою опалювально-виробничої котельної передбачається відпустка споживачам теплоти у вигляді насиченої пари і гарячої води.
2. Розрахунок теплової схеми ведеться для чотирьох характерних режимів:
 - а) максимального зимового режиму (при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалення і вентиляції);
 - б) режиму при середній температурі найбільш холодного місяця;
 - в) режиму при температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережевої води;
 - г) літнього режиму.
3. Основні початкові дані для розрахунку теплової схеми опалювально-виробничої котельної для відкритої системи тепlopостачання приведені в таблиці 5.3.

Додаткові початкові дані:

- а) паливо мазут;
 - б) повернення конденсату від виробничих споживачів під тиском.
4. Питому витрату пари на деаерацію живильної води для відкритої системи тепlopостачання можна визначити по графіку, приведеному в Додатку 5-Л, рис. а,б,в,г. Графік для визначення питомої витрати пари побудований залежно від частки конденсату в сумарній вазі потоків, що поступають в деаератор (окрім гріючої пари), і від відношення кількості пом'якшеної води, що поступає в деаератор підживлювальної води до кількості пом'якшеної води, що поступає в деаератор живильної води. При побудові графіка не враховувався вплив безперервного продування. Тому окрім поправок аналогічних поправкам, прийнятим для закритої системи тепlopостачання, вводиться поправка на величину безперервного продування, залежна як від відношення $\frac{G_K}{G_\Sigma}$ так і від відношення $\frac{G'_{XBO}}{G_{XBO}}$. Поправка на величину безперервного продування приводиться по усереднених значеннях.

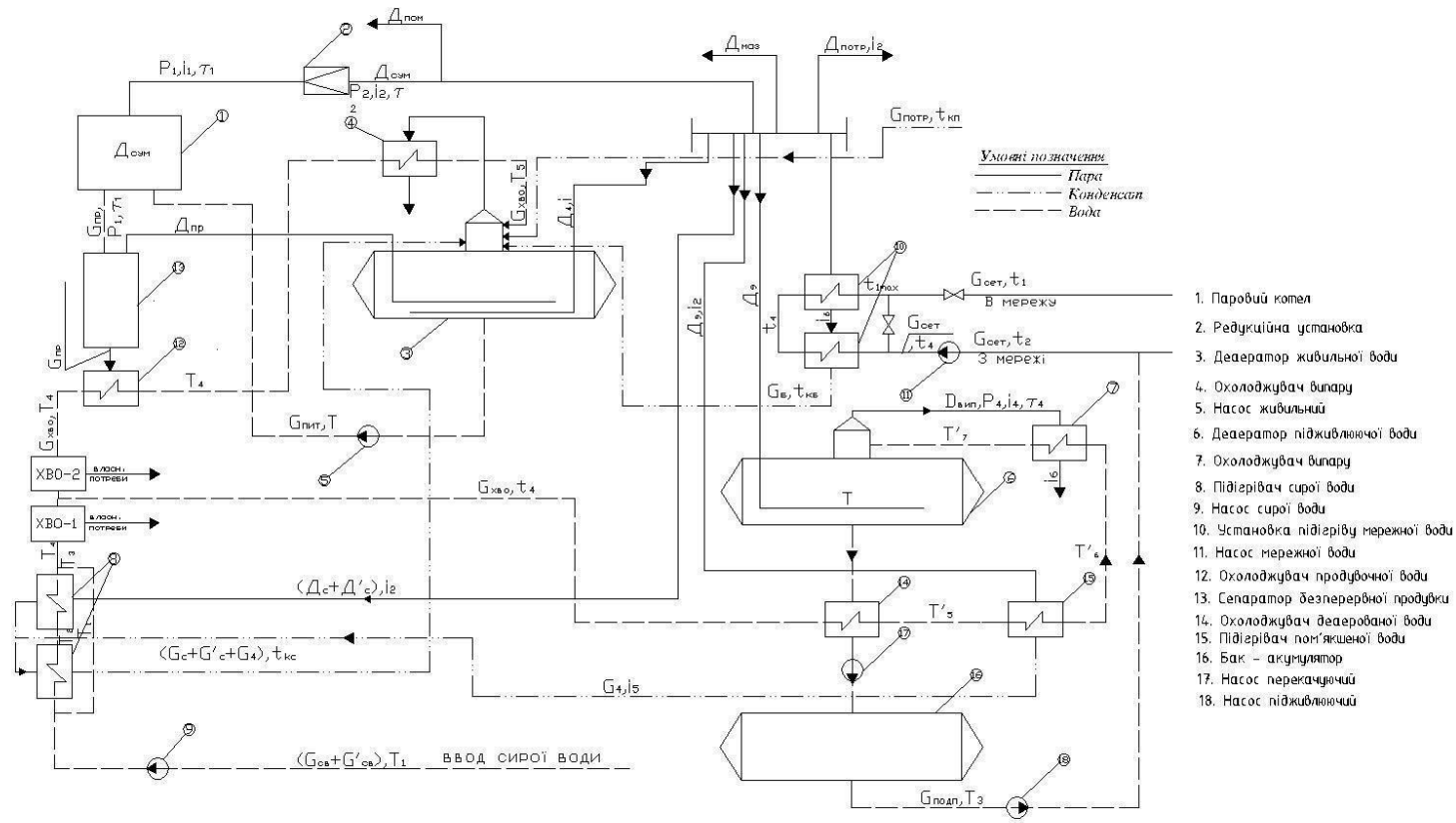


Рисунок 5.2 - Розрахункова теплова схема
 опалувально-виробничої котельної з паровими котлами
 для відкритої системи теплопостачання

Таблиця - 5.3 Вихідні дані для розрахунку схеми опалювально- виробничої котельної з паровими котлами для відкритої системи теплопостачання.

№ поз.	Найменування	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункові режими				Примітки
				Максимальний зимовий $t_{н.о}^p$	При середній температурі найбільш холодного місяця $t_{н.хол}^{cp}$	При температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережевої води $t_{н.изл}$	Літній $t_{н.л}$	
				I	II	III	IV	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
И ₀₁	Температура зовнішнього повітря	t_n	°С	-26	-10,3	1)	-	Згідно [3]
И ₀₂	Температура повітря всередині опалювального приміщення	$t_{вн}$	°С	18			-	Згідно [2]
И ₀₃	Максимальна температура прямої мережевої води	$t_{1\max}$	°С	150	-	-	-	Задається
И ₀₄	Мінімальна температура прямої мережевої води в точці зламу	$t_{1изл}$	°С	-	-	70	-	Задається
И ₀₅	Максимальна температура зворотної мережевої води	$t_{2\max}$	°С	70	-	-	-	Задається

1) Температура зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка може бути визначена графічно по Додатку 5-Б.

Продовження таблиці 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
И ₀₆	Температура деаерованої води після деаераторів живильної і підживлюючої води	T	°C	104,2				З таблиць [9]
И ₀₇	Ентальпія деаерованої води	\bar{T}	кДж/кг	437,44				
И ₀₈	Температура підживлюючої води	t ₃	°C	70				Приймається
И ₀₉	Температура сирової води на вході в котельню	T ₁	°C	5			15	Згідно [5]
И ₁₀	Температура сирової води перед хімоводоочищенням	T ₄	°C	25				Приймається
И ₁₁	Температура пом'якшеної води перед деаератором підживлюючої води	T ₇	°C	94				Приймається
И ₁₂	Розрахункова температура гарячої води в місцевій системі гарячого водопостачання	t _{ГВ}	°C	70				Приймається
И ₁₃	Підвищуючий коефіцієнт на середньогодину витрату води на гаряче водопостачання за добу найбільшого водоспоживання	α	-	5				Згідно [4]

Продовження таблиці 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
И ₁₄	Питомий об'єм води в системі тепlopостачання в м ³ на 1 МВт сумарної відпустки теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання	$g_{\text{сист}}$	м ³ /МВт			43		Для міст і житлових районів
Параметри пари, що виробляється котлами (до редуційної установки)								
И ₁₅	Тиск	P_1	МПа			1,4		3 таблиць [9]
И ₁₆	Температура	τ	°С			194,1		
И ₁₇	Ентальпія	i_1	кДж/кг			2791,38		
Параметри пари після редуційної установки								
И ₁₈	Тиск	P_2	МПа			0,7		3 таблиць [9]
И ₁₉	Температура	τ_2	°С			164,2		
И ₂₀	Ентальпія	i_2	кДж/кг			2764,98		
Параметри пари, що утворюється в сепараторі безперервного продування								
И ₂₁	Тиск	P_3	МПа			0,17		3 таблиць [9]
И ₂₂	Температура	τ_3	°С			114,6		
И ₂₃	Ентальпія	i_3	кДж/кг			2700,45		

Продовження таблиці 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Параметри пари, що поступає в охолоджувач випара з деаератора								
И ₂₄	Тиск	P ₄	МПа	0,12				3 таблиць [9]
И ₂₅	Температура	τ_4	°С	104,2				
И ₂₆	Ентальпія	i ₄	кДж/кг	2684,53				
Параметри конденсату після охолоджувача випара								
И ₂₇	Тиск	P ₄	МПа	0,12				3 таблиць [9]
И ₂₈	Температура	τ_4	°С	104,2				
И ₂₉	Ентальпія	i ₅	кДж/кг	437,44				
Параметри продувочної води на вході в сепаратор безперервного продування								
И ₃₀	Тиск	P ₁	МПа	1,4				3 таблиць [9]
И ₃₁	Температура	τ_1	°С	194,1				
И ₃₂	Ентальпія	i ₇	кДж/кг	826,69				
Параметри продувочної води на виході з сепаратора безперервного продування								
И ₃₃	Тиск	P ₃	МПа	0,17				3 таблиць [9]
И ₃₄	Температура	τ_3	°С	114,6				
И ₃₅	Ентальпія	i ₈	кДж/кг	481				

Продовження таблиці 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
И ₃₆	Температура продувочної води після охолоджувача продувочної води	t_{np}	°С		40			Приймається
И ₃₇	Температура конденсату від блоку підігрівачів мережевої води	$t_{к.б.}$	°С		80			Приймається
И ₃₈	Температура конденсату від пароводяних підігрівачів сирії і пом'якшеної води	τ_6	°С		164,2			3 таблиць [9] при тиску 0,7 МПа
И ₃₉	Ентальпія конденсату після пароводяних підігрівачів сирії і пом'якшеної води	i_6	кДж/кг		694,28			3 таблиць [9] при тиску 0,7 МПа
И ₄₀	Температура конденсату, що повертається з виробництва	$t_{к.л.}$	°С		80			Задається
И ₄₁	Температура конденсату після охолодження у водоводяному підігрівачі сирії води	$t_{кк}$	°С		80			Задається
И ₄₂	Величина безперервного продування	П	%		3,5		7	Приймається з розрахунків хімічного очищення

Продовження таблиці 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
И ₄₃	Питомі втрати пари з випаром з деаератора живильної води в т на 1 т деаерованої води	$d_{\text{вып}}$	т/т	0,002				Приймається
И ₄₄	Коефіцієнт власних потреб хімводоочищення	$K_{\text{хво}}^{\text{сн}}$	-	1,2				Приймається з розрахунків хімводоочищення
И ₄₅	Коефіцієнт внутрішньокотельних втрат пари	$K_{\text{пот}}$	-	0,02				Приймається
И ₄₆	Максимальний відпуск тепла з котельної на опалення і вентиляцію	$Q_{\text{ов}}^{\text{max}}$	МВт	28,27	-	-	-	Задається
И ₄₇	Відпуск тепла на гаряче водопостачання за добу найбільшого водоспоживання	$Q_{\text{зв}}^{\text{ср}}$	МВт	2,37	-			Задається
И ₄₈	Відпуск пари виробничим споживачам	$D_{\text{потр}}$	кг/с	5,09			2,94	Задається
И ₄₉	Повернення конденсату від виробничих споживачів	$G_{\text{потр}}$	кг/с	3,01			1,52	Задається
И ₅₀	Витрата пари на мазутне господарство	$D_{\text{маз}}$	кг/с	0,28				З розрахунків мазутного господарства

Таблиця 5.4 - Приклад розрахунку теплової схеми опалювально-виробничої котельної з паровими котлами для відкритої системи теплопостачання

№ поз.	Найменування	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула	Розрахункові режими			
					Максимальний зимовий $t_{н.о}^p$	При середній температурі найбільш холодного місяця $t_{н.хол}^{cp}$	При температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережевої води $t_{н.изл}$	Літній $t_{н.л}$
					I	II	III	IV
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1) 1	Температура зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережевої води	$t_{н.изл}$	°C	$t_{вн}-0,354(t_{вн}-t_{нр})$	-	-	+2,4	-
2	Коефіцієнт зниження витрати теплоти на опалення і вентиляцію залежно від температури зовнішнього повітря	$K_{ов}$	-	$\frac{t_{вн} - t_{н}}{t_{вн} - t_{нр}}$	1	0,643	0,354	-
3	Розрахункова відпустка теплоти на опалення і вентиляцію	$Q_{ов}$	МВт	$Q_{о.в}^{макс} K_{ов}$	28,27	18,21	9,99	-
2) 4	Значення коефіцієнта $K_{ов}$ у ступіні 0,8	$K_{ов}^{0,8}$	-	-	1	0,702	0,44	-
3) 5	Температура прямої мережевої води на виході з котельної	t_1	°C	$18+64,5K_{ов}^{0,8}+67,5K_{ов}$	150	106,1	70	70

1) Температура зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка може бути визначена графічно по Додатку 5-Б.

2) Значення коефіцієнта $K_{ов}^{0,8}$ може бути визначено графічно по Додатку 5-В.

Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
3) 6	Температура зворотної мережевої води на вході в котельню	t_2	°C	$t_1 - 80K_{OB}$	70	54,7	41,7	41,7
7	Сумарна відпустка теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання в зимових режимах	$Q_{T\text{ зим}}$	МВт	$Q_{OB} + Q_{Г.В.}^{cp}$	30,64	20,58	12,36	-
8	Розрахункова витрата мережевої води в зимових режимах	$G_{зим}^{сет}$	кг/с	$\frac{Q_{OB}^{max} \cdot 10^3}{c_e (t_{1max} - t_{2max})} + \frac{Q_{зг}^{cp} \cdot 10^3}{c_e (t_{зг} - T_{1зим})} \cdot \frac{t_{зг} - t_2}{t_1 - t_2}$	84,72	87,3	93,44	-
9	Розрахункова витрата мережевої води в літньому режимі	$G_{лет}^{сет}$	кг/с	$0,65 \cdot \frac{Q_{зг}^{cp} \cdot 10^3}{c_e \cdot (t_{зг} - T_{1зим})}$	-	-	-	5,67
10	Максимальна витрата мережевої води на гаряче водопостачання в літньому режимі	$G_{лет.}^{max}$	кг/с	$1,3 \frac{Q_{зг}^{cp} \cdot 10^3}{t_{зг} - T_{1зим}}$	-	-	-	11,33
11	Об'єм мережевої води в системі теплопостачання	$G_{сист}$	т	$g_{сист} \cdot Q_{т.зим.}^{max}$	1320			
4) 12	Витрата підживлювальної води на заповнення витоків в тепломережі	$G_{ут}$	кг/с	$\frac{0,5 \cdot G_{сист}}{100 \cdot 3600}$	1,83			0,92

3) Температура в прямому і зворотному трубопроводі може бути визначена графічно по Додатку 5-Г.

4) Витрата підживлювальної води може бути визначена графічно по Додатку 5-Д.

Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
13	Максимальна витрата підживлювальної води в зимових режимах (для вибору підживлюючих насосів)	$G_{подн.зим.}^{макс}$	кг/с	$2 \frac{Q_{зв}^{cp} 10^3}{t_{зв} - T_{1зим}} + G_{ут}$	19,28			-
14	Розрахункова витрата підживлюючої води в зимових режимах	$G_{подн}^{cp}$	кг/с	$\frac{Q_{зв}^{cp} 10^3}{t_{зв} - T_{1зим}} + G_{ут}$	10,56			-
15	Кількість зворотної мережевої води	$G_{обр}^{сет}$	кг/с	$G_{сет} - G_{подн}^{cp}$	74,16	76,75	82,89	-
16	Температура зворотної мережевої води перед мережевими насосами	t_4	°C	$\frac{t_2 G_{сет.обр.} + t_3 G_{подн}^{cp}}{G_{сет}}$	70	56,7	44,9	-
17	Кількість води на виході з деаератора підживлюючої води	$G'_д$	кг/с	$G_{подн}^{cp}$	10,56			
18	Розрахункова місткість баків-акумуляторів	$V_{ак}$	$м^3$	$\alpha \frac{Q_{зв}^{cp}}{t_{зв} - T_{1зим}}$	157			
19	Витрата пари на підігрівачі мережевої води:	D_δ	кг/с	$G_{сет} \frac{(t_1 - t_4) C_g}{(i_2 - i_{к.д.}) 0,98}$	11,94	7,64	4,17	-
20	Кількість конденсату від підігрівачів мережевої води	G_6	кг/с	D_6	11,94	7,64	4,17	-
21	Випар з деаератора підживлюючої води	D	кг/с	$d_{вип} \cdot G'_д$	0,021			

Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
22	Витрата пари на деаератор підживлюючої води	D'_δ	кг/с	$\frac{G'_\delta \cdot c_g \cdot (T - T'_7 \cdot 0,98) + D_{\text{вип}} \cdot (i_4 - T'_7 \cdot C_B \cdot 0,98)}{(i_2 - T'_7 \cdot C_B) \cdot 0,98}$			0,26	
23	Витрата пом'якшеної води, що поступає в деаератор підживлюючої води	$G'_{\text{хво}}$	кг/с	$G'_\delta \cdot c_B + D'_{\text{вип}} - D'_\delta$			10,32	
24	Витрата сирієї води, відповідна витраті $G'_{\text{хво}}$	$G'_{\text{с.в.}}$	кг/с	$K_{\text{хво}}^{\text{сн}} \cdot G_{\text{хво}}$			12,36	
⁵⁾ 25	Витрата пари для підігріву сирієї води $G_{\text{с.в.}}$	D'_c	кг/с	$G'_{\text{с.в.}} \cdot \frac{(T_4 - T_1) C_B}{(i_2 - t_{\text{кв}} C_B) \cdot 0,98}$		0,44		0,22
26	Температура пом'якшеної води за охолоджувачем деаерованої води	T'_5	°C	$T_4 + \frac{G'_\delta}{G'_{\text{хво}} C_g} (T - t_3) C_B \cdot 0,98$			59,2	
27	Температура пом'якшеної води за пароводяним підігрівачем до деаератору підживлюючої води	T'_6	°C	$T'_7 - \frac{D'_{\text{вип}}}{G'_{\text{хво}}} \cdot (i_4 - i_5) \cdot 0,98$			92,9	
28	Витрата пари на пароводяний підігрівач пом'якшеної води до деаератору підживлюючої води	D_y	кг/с	$G'_{\text{хво}} \cdot \frac{(T'_6 - T'_5) C_B}{(i_2 - i_6) \cdot 0,98}$			0,72	
29	Витрата пари на підігрів сирієї і пом'якшеної води	$D_{\text{ГВ}}$	кг/с	$D'_\delta + D_y + D'_c$		1,41		1,19

⁵⁾ Витрата пари для підігріву сирієї води може бути визначена графічно по Додатку 5-М, рис. а,б.

Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
30	Парове навантаження на котельну за вирахуванням витрати пари на деаерацію живильної води і на підігрів сирової води, пом'якшеної для живлення котлів, а також без урахування внутрішньокотельних втрат	D	кг/с	$D_{\text{потр}} + D_6 + D_{\text{ГВ}} + D_{\text{Маз}}$	18,73	14,42	10,95	4,41
31	Кількість конденсату від підігрівачів мережевої води і з виробництва	$G_{\text{к}}$	кг/с	$G_{\delta} + G_{\text{потр}}$	14,96	10,65	7,18	1,52
32	Кількість продувочної води, що поступає в сепаратор безперервного продування	$G'_{\text{пр}} *$	кг/с	$\frac{\Pi}{100} \cdot D$	0,655	0,505	0,38	0,32
33	⁶⁾ Кількість пари на виході з сепаратора безперервного продування	$D'_{\text{пр}} *$	кг/с	$0,148G_{\text{пр}}$	0,097	0,075	0,056	0,047
34	Кількість продувочної води на виході з сепаратора безперервного продування	$G'_{\text{пр}} *$	кг/с	$G_{\text{пр}} - D_{\text{пр}}$	0,558	0,43	0,324	0,273
35	Внутрішньокотельні втрати пари	$D_{\text{пот}} *$	кг/с	$0,02D$	0,37	0,29	0,22	0,09
36	Кількість води на живлення котлів на виході з деаератора живильної води	$G_{\text{nut}} *$	кг/с	$D + G_{\text{пр}}$	19,38	14,92	11,33	4,73

⁶⁾ Формула перетворена із загальної формули поз.52

* Попереднє значення

Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
37	Випар з деаератора живильної води	$D_{\text{вип}}^*$	кг/с	$d_{\text{вип}} G_{\text{пит}}$	0,039	0,031	0,022	0,008
38	Кількість пом'якшеної води, що поступає в деаератор живильної води	$G_{\text{хво}}^*$	кг/с	$(D_{\text{потр}} - G_{\text{потр}}) + G'_{\text{пр}} + D_{\text{пот}} + D_{\text{вип}} + D'_D + D_{\text{маз}}$	3,59 (12,92)	3,37 (12,12)	3,19 (11,47)	2,32 (8,35)
39	Кількість сирієї води, відповідна витраті $G_{\text{хво}}$	$G_{\text{с.в.}}^*$	кг/с	$K_{\text{хво}}^{\text{сн}} \cdot G_{\text{хво}}$	4,31	4,04	3,83	2,78
40	Витрата пари для підігріву сирієї води $G_{\text{св}}$	D_c'	кг/с	$G_{\text{св}} \frac{(T_4 - T_1) C_B}{(i_2 - t_{\text{кв}} C_g) \cdot 0,98}$	0,15	0,14	0,14	0,049
41	Кількість конденсату, що поступає в деаератор живильної води від підігрівачів сирієї і пом'якшеної води	$G_{\text{су}}^*$	кг/с	$G_c + G'_c + G_y$ відповідно витратам пари D_c, D'_c и D_y)	1,3	1,29	1,29	0,99
42	Сумарна вага потоків, що поступають в деаератор живильної води (окрім грючої пари)	G_{Σ}^*	кг/с	$G_{\text{к}} + G_{\text{хво}} + G_{\text{су}} + D_{\text{пр}} - D_{\text{вип}}$ ^{б)}	1,81 (71,33)	15,28 (55,02)	11,63 (41,88)	4,82 (17,34)

⁷⁾ Питомі втрати з випаром прийняті 2кг на 1т деаерованої води; можливі коливання у межах 2 – 4 кг/т.

Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
8) 43	Частка конденсату від підігрівачів мережевої води і з виробництва в сумарній вазі потоків, що поступають в деаератор живильної води		-	$(\frac{G_K}{G_\Sigma})^*$	0,757	0,697	0,618	0,316
8) 44	Відношення кількості пом'якшеної води, що поступає в деаератор підживлювальної води, до кількості пом'якшеної води, що поступає в деаератор живильної води	-	-	$(\frac{G'_{x80}}{G_{x80}})^*$	2,88	3,07	3,24	4,45
9) 45	Питома витрата пари на деаератор живильної води	d_d^*	-	-	0,059	0,062	0,067	0,077
46	Абсолютна витрата пари на деаератор живильної води	D_d^*	кг/с	$d_d G_\Sigma$	1,17	0,95	0,78	0,37
47	Витрата пари на деаерацію живильної води і підігрів сирої води	-	кг/с	$(D_d + D_c)^*$	1,32	1,09	0,92	0,42
48	Парове навантаження на котельну без урахування внутрішньокотельних втрат	$D' ^*$	кг/с	$D + (D_d + D_c)$	20,05	15,51	11,87	4,83

8) Дані позиції розрахунку визначаються спеціально для користування графіком Додатку 5-Л, рис. а,б,в,г.

9) Визначається по Додатку 5-Л, рис.а.

Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
49	Внутрішньокотельні втрати пари	$D_{\text{пот}}^*$	кг/с	$D' \cdot K_{\text{пот}} / (1 - K_{\text{пот}})$	0,41	0,32	0,25	0,09
50	Сумарне парове навантаження на котельню	$D_{\text{сум}}$	кг/с	$D' + D_{\text{пот}}^*$	20,46	15,83	12,11	4,92
51	Кількість продувочної води, що поступає в сепаратор безперервного продування	$G_{\text{пр}}$	кг/с	$\frac{\Pi}{100} \cdot D$	0,72	0,55	0,42	0,34
52	Кількість пари на виході з сепаратора безперервного продування	$D_{\text{пр}}$	кг/с	$G'_{\text{пр}} \frac{i_7 \cdot 0,98 - i_8}{i_3 - i_8}$	0,11	0,083	0,064	0,05
53	Кількість продувочної води на виході з сепаратора безперервного продування	$G_{\text{пр}}'$	кг/с	$G_{\text{пр}} - D_{\text{пр}}$	0,61	0,47	0,356	0,29
54	Кількість води на живлення котлів на виході з деаератора живильної води	$G_{\text{пит}}$	кг/с	$D_{\text{сум}} + G_{\text{пр}}$	21,07	16,3	12,47	5,21
55	Випар з деаератора живильної води	$D_{\text{вип}}$	кг/с	$d_{\text{вип}} \cdot G_{\text{пит}}$	0,04	0,03	0,025	0,01
56	Кількість пом'якшеної води, що поступає в деаератор живильної води	$G'_{\text{хво}}$	кг/с	$(D_{\text{потпр}} - G_{\text{потпр}}) + G'_{\text{пр}} + D_{\text{пот}} + D_{\text{вип}} + D'_{\text{д}} + D_{\text{маз}}$	3,68	3,44	3,24	2,36
57	Кількість сирієї води, відповідна витраті $G'_{\text{хво}}$	$G_{\text{с.в.}}$	кг/с	$K_{\text{хво}}^{\text{сн}} G'_{\text{хво}}$	4,42	4,14	3,89	2,83

Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
¹⁰⁾ 58	Витрата пари для підігріву сирієї води $G_{св}$	D_c	кг/с	$G_{св} \frac{(T_4 - T_1) C_B}{(i_2 - t_{кc} C_{\theta}) * 0,98}$	0,155	0,147	0,136	0,049
59	Кількість конденсату, що поступає в деаератор живильної води від підігрівачів сирієї води і пом'якшеної води	G_{cy}	кг/с	$G_c + G'_c + G_y$ (згідно витратам пари D_c, D'_c и D_y)	1,31	1,299	1,289	0,99
¹¹⁾ 60	Сумарна вага потоків що поступають в деаератор живильної води (окрім гріючої пари)	G_{Σ}	кг/с	$G_k + G_{xво} + G_{cy} + D_{пр} + D_{вып}$	19,9	15,36	11,69	4,86
¹¹⁾ 61	Частка конденсату від підігрівачів мережевої води і з виробництва в сумарній вазі потоків, що поступають в деаератор живильної води	-	-	$\frac{G_k}{G_{\Sigma}}$	0,75	0,69	0,62	0,31
¹¹⁾ 62	Відношення кількості пом'якшеної води, що поступає в деаератор підживлювальної води, до кількості пом'якшеної води, що поступає в деаератор живильної води		-	$\frac{G'_{xво}}{G_{xво}}$	2,8	3	3,2	4,4

¹⁰⁾ Витрата пари для підігріву сирієї води може бути визначена графічно по Додатку 5-М, рис. а, б.

¹¹⁾ Дані позиції розрахунку визначаються спеціально для користування графіком при визначенні питомої витрати пари на деаератор живильної води, Додаток 5-Л.

Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
12) 63	Питома витрата пари на деаератор живильної води,	d_d^*	кг/кг	-	0,059	0,062	0,067	0,077
64	Абсолютна витрата пари на деаератор живильної води	D_d	кг/с	$d_d \cdot G_{\Sigma}$	1,17	0,95	0,78	0,37
65	Витрата пари на деаератор живильної води і підігрів сирової води	-	кг/с	$D_d + D_c$	1,33	1,09	0,92	0,42
66	Парове навантаження на котельню без урахування внутрішньокотельних втрат	D'	кг/с	$D + (D_d + D_c)$	20,06	15,52	11,87	4,84
67	Сумарне парове навантаження на котельню	$D_{сум}$	кг/с	$D' + D_{пит}$	20,47	15,84	12,11	4,94
13) 68	Кількість працюючих парових котлів	$N_k^{роб}$	шт	$\frac{вар.1 \text{ котли ДКВР} - 20}{вар.2 \text{ котли ДКВР} - 10}$	$\frac{3}{5}$	$\frac{2}{4}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{2}$
69	Відсоток завантаження працюючих парових котлів	$K_{загр}$	%	$\frac{D_{сум}}{D_{к.расч} \cdot N_k^{роб}} \cdot 100$	$\frac{87,8}{99,3}$	$\frac{101,8}{95}$	$\frac{78}{97}$	$\frac{63,6}{59,4}$
70	Витрата пари на власні потреби котельної (деаерація і підігрів сирової і пом'якшеної води і розігрів мазуту)	-	кг/с	$(D_d + D_c) + D_{маз}$	1,61	1,36	1,19	0,7
71	Відсоток витрати пари на власні потреби котельної	$K_{сн}$	%	$\frac{D_d + D_c + D_{маз}}{D_{сум}} \cdot 100$	7,85	8,7	9,9	14,2

12) Питома витрата пари на деаератор живильної води може бути визначена графічно по Додатку 5-Л, рис. а

13) Кількість працюючих парових котлів може бути визначена графічно по Додатку 5-І або 5-К.

Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
72	Кількість води, що пропускається через перемичку між трубопроводами прямої і зворотної мережевої води у зимових режимах крім підігрівачів мережевої води	$G_{\text{сет.п}}$	кг/с	$G_{\text{сет.п}} \cdot \frac{t_{1.\text{макс}} - t_1}{t_{1.\text{макс}} - t_4}$	0	40,83	70,83	-
73	Кількість води, що пропускається через підігрівачі мережевої води (у зимових режимах)	$G_{\text{сет.}\delta}$	кг/с	$G_{\text{сет.п}} - G_{\text{сет.}\delta}$	84,72	46,47	22,61	-
74	Температура мережевої води на вході в пароводяні підігрівачі (у зимових режимах)	t_5	°C	$\frac{(i_6 - i_{\text{кб}})}{G_{\text{сет}} \cdot c_g} + t_4$	82	70,2	60	-
75	Температура пом'якшеної води на виході з охолоджувача продувочної води	T_5	°C	$T_4 + \frac{G'_{\text{пр}}}{G_{\text{хво}}} (i_8 - t_{\text{пр}} C_{\text{пр}}) \cdot 0,98$	37,1	35,1	33,1	34,1
76	Температура пом'якшеної води, що поступає в деаератор з охолоджувача випара	T_6	°C	$T_5 + \frac{D_{\text{вип}}}{G_{\text{хво}}} (i_4 - i_5) \cdot 0,98$	43,1	40,1	37,15	36,45
77	Кількість сирій води, що поступає на хімводоочищення	-	кг/с	$G_{\text{с.в.}} + G'_{\text{с.в.}}$	16,83	16,55	16,3	15,25

5.3 Розрахунок теплової схеми опалювальної котельної з водогрійними котлами

5.3.1 Загальні положення

1. У теплових схемах водогрійних котельних єдиним теплоносієм є вода, яка використовується як для зовнішньої теплофікації, так і власних потреб в межах самої котельної (для підігріву сирого і пом'якшеної води, для деаерації, для підігріву мазуту).
2. Характерною особливістю схем водогрійних котельних є застосування вакуумної деаерації підживлювальної води. Необхідність у вакуумній деаерації виникає через відсутність пари і неможливості у зв'язку з цим здійснити деаерацію підживлювальної води в деаераторах атмосферного типу.
3. Розрахунок теплової схеми котельної проводиться з метою визначення витрати води для окремих вузлів при характерних режимах роботи котельної і складання загального матеріального балансу води. Розрахунком також визначається температура різних потоків води (мережевої, підживлювальної, пом'якшеної, сирого).
4. На розрахунковій тепловій схемі котельної вказується напрям основних потоків гріючої води, води, що нагрівається а також їх витрати і температури.
5. Результати розрахунку є початковими даними для вибору устаткування окремих вузлів теплової схеми і основних трубопроводів котельної.
6. Розрахунок теплової схеми ведеться для наступних режимів:
 - максимального зимового при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалювання;
 - зимового режиму при температурі зовнішнього повітря в точці зламу опалювального графіка мережевої води;
 - зимових режимів при поточних температурах зовнішнього повітря з інтервалом $5,0^{\circ}\text{C}$ (починаючи від розрахункової температури зовнішнього повітря, значення розрахункових температур кратні 5);
 - літнього режиму.

7. Розрахунок теплової схеми виконується паралельно для всіх режимів в послідовності, приведеній в таблицях 5.6 і 5.8. Початкові дані приведені в таблиці 5.5 і 5.7.
8. Кількість води, що проходить через кожен працюючий котел, прийнята постійною.
9. У літній період, у зв'язку із зменшенням завантаження котельної, можливе зменшення витрати води через котел, яка не повинна бути менше мінімальної витрати, вказаної заводом-виготівником.
10. Для забезпечення розігрівання мазуту і вакуумної деаерації підживлювальної води температура мережевої води (теплоносія) повинна бути не нижче 120°C .
11. Для запобігання корозії поверхонь нагріву (з газового боку) сталевих водогрійних котлів, температура зворотної мережевої води, що поступає в котли, повинна бути не меншого 70°C . Для здійснення цього необхідно в теплових схемах котельних передбачати рециркуляційні насоси. Останні забирають частину нагрітої води після котлів і подають її в зворотний трубопровід мережевої води перед котлами (після мережевих насосів).

Розрахунок теплової схеми котельної для закритої системи теплопостачання виконаний при постійній температурі мережевої води перед котлами, яка дорівнює 70°C .

Розрахунок теплової схеми котельної для відкритої системи теплопостачання виконаний при постійній температурі мережевої води за котлами, рівної 150°C , в цьому випадку температура води перед котлами буде не меншою ніж 70°C .
12. Температура мережевої води в подаючому трубопроводі на виході з котельної підтримується залежно від температури зовнішнього повітря по опалювальному графіку $150 - 70^{\circ}\text{C}$ за рахунок підмішування до гарячої води, що отримується з котлів, зворотної мережевої води, що подається мережевими насосами по перемичці.
13. Відповідно до викладеного в п.п.11 і 12, температурний графік роботи котлів відрізняється від температурного графіка роботи теплової мережі.
14. У прикладах розрахунку теплової схеми котельної (табл.5.6 і 5.8) розрахункові формули для визначення температури зовнішнього повітря в точці зламу опалювального графіка, а також формули для визначення температури мережевої води в подаючому і зворотному трубопроводах

складені для опалювального графіка з температурою мережевої води 150-70 °С. При графіку 130 – 70 °С вказані величини слід визначати по наступних формулах:

Температуру зовнішнього повітря в точці зламу опалювального графіка.

$$t_{н.изл} = t_{вн} - 0,418 \cdot (t_{вн} - t_{н.р.}) \quad (5.3)$$

Температуру мережевої води в подаючому трубопроводі.

$$t_1 = 18 + 64,5 \cdot K_{ов}^{0,8} + 47,5 \cdot K_{ов} \quad (5.4)$$

Температуру мережевої води в зворотному трубопроводі.

$$t_2 = t_1 - 60 \cdot K_{ов} \quad (5.5)$$

Для швидкого визначення деяких розрахункових величин рекомендується використовувати графіки, які розміщені в додатках до розділу 5.

15. Формула для визначення кількості гріючої води (G'_0), що подається у вакуумну колонку (табл. 5.6 поз. 12 і табл. 5.8 поз. 18), з метою спрощення прийнята з скороченням в порівнянні з формулою, отриманою з теплового балансу деаератора (допущене спрощення практично не робить впливу на результати розрахунку):

формула, прийнята при розрахунку теплової схеми

$$G'_0 = \frac{1,002 \cdot G_{нодн} \cdot (T_5 - T_4)}{(t_{вк1} - T_5) \cdot 0,98}, \text{ кг/с}; \quad (5.6)$$

формула, що отримується з теплового балансу деаератора

$$G'_0 = \frac{1,002 \cdot G_{нодн} \cdot (T_5 - T_4)}{(t_{вк1} - 1,002 \cdot T_5 + 0,002) \cdot 0,98}, \text{ кг/с} \quad (5.7)$$

5.3.2 Приклад розрахунку теплової схеми котельної з

водогрійними котлами для закритої системи тепlopостачання

1. Початкові дані розрахунку теплової схеми водогрійної котельної для закритої системи тепlopостачання приведені в таблиці 5.5. Загальна методика розрахунку показана на прикладі (табл. 5.6). Розрахункова тепла схема котельної для закритої системи тепlopостачання зображена на рисунку 5.3.
2. Температура води на вході в котли прийнята постійною, рівною 70°C , за рахунок рециркуляції мережевої води.
3. Для забезпечення розігрівання мазуту, вакуумної деаерації, підігріву сирової і пом'якшеної води, зменшення кількості води на рециркуляцію, один з котлів виділяється для роботи в постійному режимі (тобто протягом всього опалювального періоду з котла отримують воду з постійною температурою, рівною 150°C) другий котел – в змінному режимі (тобто температура води, що отримується з котла, залежить від його теплового навантаження).
4. Температурні графіки котлів, що працюють один в постійному, а інші в змінних режимах, відрізняються як один від одного, так і від температурного графіка теплової мережі.
5. Температура мережевої води в подаючому трубопроводі за опалювальний період не знижується нижче 70°C , що диктується споживачами гарячого водопостачання (ГВП). Точка зламу температурного графіка відповідає температурі зовнішнього повітря $+4,2^{\circ}\text{C}$
6. У літній період температура мережевої води, що отримується з котлів, а також температура води, що подається в мережу як теплоносій на мазутне господарство і ГВП, дорівнює 120°C .

Рисунок 5.3 – Розрахункова теплова схема котельної з водогрійними котлами для закритої системи тепlopостачання

**Таблиця 5.5 - Початкові дані для розрахунку теплової схеми котельної з водогрійними котлами
для закритої системи тепlopостачання**

Позиція вихідних даних	Найменування вихідних даних	Позначення	Одиниці виміру	Розрахункові режими				Примітка
				Зимовий			Літній	
				Максимальний зимовий	При температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка	При температурі зовнішнього повітря з інтервалом 5 °С		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
U ₀₁	Розрахункова відпустка теплоти з котельної на опалювання і вентиляцію для міст і житлових районів	$Q_{ов.макс}^{ж}$	$\frac{МДж}{с}$	33,6	—	—	—	} За даними замовника
U ₀₂	Розрахункова відпустка теплоти з котельної на опалювання і вентиляцію промислових підприємств	$Q_{ов.макс}^n$	$\frac{МДж}{с}$	12,3	—	—	—	
U ₀₃	Відпустка теплоти на гаряче водопостачання в добу найбільшого споживання для міст і житлових районів	$Q_{зв}^{ср.ж}$	$\frac{МДж}{с}$	29,5	—	—	—	
U ₀₄	Відпустка теплоти на гаряче водопостачання для промислових підприємств	$Q_{зв}^n$	$\frac{МДж}{с}$	1,16	—	—	—	
U ₀₅	Розрахункова температура мережевої води в подаючому трубопроводі	$t_{1.макс}$	°С	150	—	—	—	
U ₀₆	Розрахункова температура мережевої води в подаючому трубопроводі в точці зламу температурного графіка	$t_{1.изм}$	°С	—	70	—	—	
U ₀₇	Розрахункова температура мережевої води в зворотному трубопроводі	$t_{2.макс}$	°С	70	—	—	—	
U ₀₈	Витрата теплоти на мазутне господарство	Q_m	$\frac{МДж}{с}$	←		1,16 →		
U ₀₉	Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалювання	t_{np}	°С	-21	—	—	—	
U ₁₀	Розрахункова температура повітря усередині опалювальних будівель	$t_{вн}$	°С	←		18 →		
U ₁₁	Розрахункова температура гарячої води в місцевій системі гарячого водопостачання	$t_{зв}$	°С	←		70 →		
U ₁₂	Температура деаерованої води після деаератора і температура підживлюючої води	T_s	°С	←		70 →		

Продовження таблиці 5.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
U_{13}	Ентальпія деаерованої води	\bar{T}_5	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	←	293,3		→	
U_{14}	Температура сирі води на вході в котельню	T_1	$^{\circ}\text{C}$	←	5		→ 15	
U_{15}	Температура сирі води перед хімводоочищенням	T_3	$^{\circ}\text{C}$	←	25		→	
U_{16}	Температура пом'якшеної води перед деаератором підживлюючої води	T_4	$^{\circ}\text{C}$	←	60		→	
U_{17}	Питомий об'єм води в системі теплопостачання в тоннах на 1 МДж/с сумарної відпустки теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання міст і житлових районів	$g_{\text{сист}}^{\text{ж}}$	$\frac{\text{м}^3}{\text{МДж}}$	←		43,1	→	По [5]
U_{18}	Питомий об'єм води в системі теплопостачання в тоннах на 1 МДж/с сумарної відпустки теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання промислових підприємств	$g_{\text{сист}}^{\text{н}}$	$\frac{\text{м}^3}{\text{МДж}}$	←		30,17	→	
U_{19}	Коефіцієнт зниження витоків в системі теплопостачання	$K_{\text{ут}}$	—	←	1,0		→ 0,5	
U_{20}	Питомі втрати пари з випаром з деаераторів в т. на 1 т. деаерованої води	$d_{\text{вип}}$	$\frac{\text{т}}{\text{т}}$	←		0,002	→	По реком. ЦКТИ
U_{21}	Коефіцієнт власних потреб хімводоочищення	$K_{\text{хво}}^{\text{сн}}$	—	←		1,1	→	3 розрахунків ХВО
U_{22}	Номінальна теплопродуктивність одного водогрійного котла	$Q_{\text{к}}^{\text{ном}}$	$\frac{\text{МДж}}{\text{с}}$	←		40	→	За даними заводу виготівника
U_{23}	Температура мережевої води на виході з водогрійних котлів, що працюють в постійному режимі	$t_{\text{вк1}}^{\text{пост}}$	$^{\circ}\text{C}$	←	150		→ 120	Приймається
U_{24}	Температура на вході у водогрійні котли	$t_{\text{вк2}}$	$^{\circ}\text{C}$	←		70	→	
U_{25}	Температура зворотної мережевої води після підігрівачів сирі і пом'якшеної води	t_5	$^{\circ}\text{C}$	←		70	→	
U_{26}	Температура мережевої води в подаючому трубопроводі на мазутне господарство	$t'_1 = t_{\text{вк1}}$	$^{\circ}\text{C}$	←	150		→ 120	
U_{27}	Температура мережевої води в зворотному трубопроводі від мазутного господарства	$t'_2 = t_{2\text{max}}$	$^{\circ}\text{C}$	←		70	→	

Таблиця 5.6 - Приклад розрахунку теплової схеми котельної з водогрійними котлами для закритої системи теплопостачання

Позція	Найменування	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункові формули		Розрахункові режими						Примітка
				Для зимового режиму Для літнього режиму		Зимовий				Літній		
						Максимальний зимовий	При температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережевої води	При температурі зовнішнього повітря				
				-15	-10			-5	±0			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P_{01}	Температура зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережевої води	$t_{н.изл}$	$^{\circ}C$	$t_{вн} - 0,354 \cdot (t_{вн} - t_{нр})$	—	4,2	—	—	—	—	—	
P_{02}	Коефіцієнт зниження витрати теплоти на опалення і вентиляцію залежно від температури зовнішнього повітря	$K_{ов}$	—	$\frac{t_{вн} - t_{н}}{t_{вн} - t_{нр}}$	1	0,354	0,849	0,72	0,59	0,462	—	
P_{03}	Значення коефіцієнта $K_{ов}$ в ступені 0,8	$K_{ов}^{0,8}$	—	—	1	0,436	0,872	0,7	0,65	0,54	—	
P_{04}	Температура мережевої води в подаючому трубопроводі до споживача на виході з котельної	t_1	$^{\circ}C$	$18 + 64,5 \cdot K_{ов}^{0,8} + 67,5 \cdot K_{ов}$	150	70	131,4	117,5	100,0	84	—	
P_{05}	Температура мережевої води в зворотному трубопроводі від споживача на вході в котельню	t_2	$^{\circ}C$	$t_1 - 80 \cdot K_{ов}$	70	41,7	63,6	60	53	47	—	
P_{06}	Розрахункова відпустка теплоти на опалення і вентиляцію	$Q_{ов}$	$\frac{МДж}{с}$	$(Q_{ов.макс}^{жс} + Q_{ов.макс}^n) \cdot K_{ов}$	45,9	16,26	39	33	27,1	21,2	—	
P_{07}	Сумарна відпустка теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання	$Q_{ов+зв}$	$\frac{МДж}{с}$	$Q_{ов} + (Q_{зв}^{ср.жс} + Q_{зв}^n)$ $1,3 \cdot Q_{зв}^{ср.жс} + Q_{зв}^n$	76,6	46,9	69,7	63,7	57,7	51,7	39,5	

Продовження таблиці 5.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P_{08}	Кількість мережевої води в подаючому трубопроводі (опалення, вентиляція і гаряче водопостачання)	G_{ov+zv}	$\frac{KZ}{c}$	$\frac{Q_{ov+zv} \cdot 10^3}{C_g \cdot (t_1 - t_2)}$	228,5	395,7	250	270	300	343	198	
P_{09}	Кількість мережевої води в подаючому трубопроводі на мазутне господарство	G_M	$\frac{KZ}{c}$	$\frac{Q_M \cdot 10^3}{C_g \cdot (t'_1 - t'_2)}$	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	5,6	
P_{10}	Сумарна кількість мережевої води, що видається з котельної зовнішнім споживачам	$G_{сет}$	$\frac{KZ}{c}$	$G_{ov+zv} + G_M$	232	399,2	253,5	273,5	303,5	347,5	203,6	
P_{11}	Кількість підживлюючої води на заповнення витоків в тепломережі на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання	$G_{ум1}$	$\frac{KZ}{c}$	$\frac{0,5}{100} \cdot [(Q_{ov.макс}^{жс} + Q_{zv}^{ср.жс}) \cdot g_{сист}^{жс} + (Q_{ov.макс}^n + Q_{zv}^n) \cdot g_{сист}^n] \cdot K_{ум}$	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	1,05	
P_{12}	Кількість підживлюючої води на заповнення витоків в тепломережі на мазутне господарство	$G_{ум2}$	$\frac{KZ}{c}$	$\frac{0,5}{100} \cdot Q_M \cdot g_{сист}^n \cdot K_{ум}$	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	
P_{13}	Сумарна кількість підживлюючої води (поз. P_{11}, P_{12})	$G_{підж}$	$\frac{KZ}{c}$	$G_{ум1} + G_{ум2}$	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	2,27	
P_{14}	Кількість мережевої води в зворотному трубопроводі на вході в котельню від споживачів опалення, вентиляції і гарячого водопостачання	$G_{сет.обр}^{ov+zv}$	$\frac{KZ}{c}$	$G_{ov+zv} - G_{ум1}$	230	404	247	239	299	341	—	
P_{15}	Кількість мережевої води в зворотному трубопроводі на вході в котельню від мазутного господарства	$G_{сет.обр}^M$	$\frac{KZ}{c}$	$G_M - G_{ум2}$	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	5,5	
P_{16}	Температура гріючої води, що поступає в деаератор	t_d	$^{\circ}C$	$t_d = t_{вк1}$	← 150 →						120	
P_{17}	Кількість гріючої води, що поступає в деаератор	G'_d	$\frac{KZ}{c}$	$\frac{1,002 \cdot G_{нодн} \cdot (T_5 - T_4)}{(t_{вк1} - T_5) \cdot 0,98}$	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	
P_{18}	Кількість води на виході з деаератора (продуктивність деаератора)	G_d	$\frac{KZ}{c}$	$G_{нодн} + G'_d$	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	2,7	
P_{19}	Випар з деаератора	$D_{вип}$	$\frac{KZ}{c}$	$0,002 \cdot G_d$	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011	0,0056	

Продовження таблиці 5.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P_{20}	Кількість пом'якшеної води, що поступає в деаератор	G_y	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$G_{\text{підж}} + D_{\text{вин}}$	4,51	4,51	4,51	4,51	4,51	4,51	2,28	
P_{21}	Кількість сирі води, відповідна витраті G_y	$G_{\text{св}}$	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$K_{\text{хво}}^{\text{сн}} \cdot G_y$	4,96	4,96	4,96	4,96	4,96	4,96	2,5	
P_{22}	Витрата теплоти на підігрів сирі води перед водопідготовкою	Q_c	$\frac{\text{МДж}}{\text{с}}$	$\frac{G_{\text{св}} \cdot (T_3 - T_1) \cdot 10^{-3} \cdot 4,19}{0,98}$	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,1	
P_{23}	Кількість гріючої води, відповідна величині Q_c	G'_c	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$\frac{Q_c \cdot 10^3}{(t_{\text{вк1}} - t_5) \cdot 4,19}$	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26	0,7	
P_{24}	Витрата теплоти на підігрів пом'якшеної води перед деаератором	Q_y	$\frac{\text{МДж}}{\text{с}}$	$\frac{G_y \cdot (T_4 - T_3) \cdot 10^{-3} \cdot 4,19}{0,98}$	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,33	
P_{25}	Кількість гріючої води, відповідна величині Q_y	G'_y	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$\frac{Q_y \cdot 10^3}{(t_{\text{вк1}} - t_5) \cdot 4,19}$	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,6	
P_{26}	Загальна витрата теплоти на підігрів сирі води, пом'якшеної води і на деаерацію	Q_o	$\frac{\text{МДж}}{\text{с}}$	$Q_c + Q_y + G'_o \cdot (t_{\text{вк1}}^{\text{пост}} - t_{2,\text{макс}}) \cdot C_v \cdot 10^{-3}$	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	0,99	
P_{27}	Загальна кількість гріючої води, відповідна величині Q_o (P_{23} , P_{25} , P_{17})	G_o	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$G'_c + G'_y + G'_o$	3,76	3,76	3,76	3,76	3,76	3,76	2,6	
P_{28}	Сумарна відпустка теплоти водогрійними котлами	Q_m	$\frac{\text{МДж}}{\text{с}}$	$Q_{\text{ов+зв}} + Q_o + Q_m$	79	49,3	72,1	66,1	60,1	54,1	41,7	
P_{29}	Кількість працюючих водогрійних котлів (з округленням до найближчого більшого цілого)	$N_{\text{кр}}$	—	$\frac{Q_m}{Q_{\text{к}}^{\text{ном}}}$	2	2	2	2	2	2	1	
P_{30}	Теплове навантаження на котел, що працює в постійному режимі	$Q_m^{\text{пост}}$	$\frac{\text{МДж}}{\text{с}}$	$\frac{Q_m}{N_{\text{кр}}}$	40	40	40	40	40	40	41,7	
P_{31}	Теплове навантаження на котел, що працює в змінному режимі	$Q_m^{\text{пер}}$	$\frac{\text{МДж}}{\text{с}}$	$Q_m - Q_m^{\text{пост}}$	39	9,3	32,1	26,1	20,1	14,1	—	
P_{32}	Відсоток завантаження водогрійного котла, що працює в постійному режимі	$K_{\text{загр}}^{\text{пост}}$	%	$\frac{Q_m^{\text{пост}}}{Q_{\text{к}}^{\text{ном}}} \cdot 100$	100	100	100	100	100	100	104,3	

Продовження таблиці 5.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P_{33}	Відсоток завантаження водогрійного котла, що працює в змінному режимі	$K_{загр}^{пер}$	%	$\frac{Q_m^{пер} \cdot 100}{Q_k^{ном}}$	97,5	23,1	80,1	65,3	50,3	35,3	—	
P_{34}	Кількість води, що пропускається через кожен працюючий водогрійний котел	$G_{вк}$	$\frac{кг}{с}$	$\frac{Q_m^{пост} \cdot 10^3}{C_6 \cdot (t_{вк1}^{пост} - t_{вк2})} = \frac{Q_m^{пер} \cdot 10^3}{C_6 \cdot (t_{вк1}^{пер} - t_{вк2})} = const$	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	199	
P_{35}	Сумарна кількість води, що пропускається через працюючі водогрійні котли	$G_{вк\Sigma}$	$\frac{кг}{с}$	$G_{вк} \cdot N_{кр}^6$	235,7	235,7	235,7	235,7	235,7	235,7	199	
P_{36}	Додаткова кількість мережевої води на гаряче водопостачання (по відношенню до витрати мережевої води при максимальному зимовому режимі)	ΔG_{26}	$\frac{кг}{с}$	$G_{06+26} - G_{06+26}^6$ (по максимальному режиму)	0	167,2	21,5	41,5	71,5	114,5	—	
P_{37}	Кількість води, що пропускається через нерегульований перепуск	$G_{ин}$	$\frac{кг}{с}$	$N_{ко}^6 \cdot G_{вк} + \Delta G_{26}$	0	167,2	21,5	41,5	71,5	114,5	—	
P_{38}	Температура мережевої води на виході з водогрійного котла, що працює в змінному режимі	$t_{вк1}^{пер}$	$^{\circ}C$	$t_{вк2} + \frac{Q_m^{пер} \cdot 10^3}{G_{вк} \cdot C_6}$	149	88,8	135	122,9	110,7	98,6	—	
P_{39}	Температура мережевої води на виході з водогрійного котла, що працює в постійному режимі	$t_{вк1}^{пост}$	$^{\circ}C$		← 150 →						120	
P_{40}	Сумарна кількість води перед мережевими насосами (поз. P_{14} , P_{15} , P_{18} , P_{23} , P_{25})	$\Sigma G_{сет.обр}$	$\frac{кг}{с}$	$G_{сет.обр}^{06+26} + G_{сет.обр}^M + (G_{нодн} + G'_0) + G'_y + G'_c$	241,7	415,7	258,7	250,7	310,7	352,7	207,5	
P_{41}	Температура мережевої води в зворотному трубопроводі перед мережевими насосами	t_3	$^{\circ}C$	$\frac{G_{сет.обр}^{06+26} \cdot t_2 + G_{сет.обр}^M \cdot t'_2}{\Sigma G_{сет.обр}} + \frac{(G_{нод} + G'_0) \cdot T_5 + (G'_y)}{\Sigma G_{сет.обр}}$	70	42,5	63,2	60,4	53,6	47,7	70	
P_{42}	Кількість води на рециркуляцію	$G_{рц}$	$\frac{кг}{с}$	$G_{вк\Sigma} \cdot \frac{t_{вк2} - t_3}{t_{вк1}^{пост} - t_3}$	0	56,3	18,4	25,3	40,1	51,4	0	
P_{43}	Кількість води на регульований перепуск	$G_{р.н}$	$\frac{кг}{с}$	$G_{р.н} = G_{рц}$	0	56,3	18,4	25,3	40,1	51,4	0	

5.3.3 Приклад розрахунку теплової схеми котельної з водогрійними котлами для відкритої системи тепlopостачання

1. Початкові дані розрахунку теплової схеми водогрійної котельної для відкритої системи тепlopостачання приведені в таблиці 5.7. Загальна методика розрахунку показана на прикладі (табл. 5.8). Розрахункова тепла схема котельної для відкритої системи тепlopостачання приведена на рисунку 5.4.

2. Для можливості розігрівання мазуту, вакуумної деаерації, підігріву сирії і пом'якшеної води, зменшення кількості води на рециркуляцію температура води за котлами протягом опалювального періоду підтримується постійною, рівною 150°C . При цьому температура мережевої води на вході в котли змінюється від 70°C і вище (із зменшенням теплового навантаження).

3. Підтримка за котлами постійної температури, рівної 150°C , проводиться за рахунок рециркуляції мережевої води.

4. Мінімальна температура мережевої води в подаючому трубопроводі прийнята рівною 70°C з умови відбору води з мережі на гаряче водопостачання (точка зламу температурного графіка відповідає температурі зовнішнього повітря $+4,2^{\circ}\text{C}$).

5. Температурні графіки роботи котлів і теплової мережі відрізняються один від одного.

6. Теплова схема водогрійної котельної з безпосереднім водорозбором відрізняється від теплової схеми котельної для закритої системи тепlopостачання наступними особливостями:

а) добавок сирії води, що визначає продуктивність водопідготовки, обумовлений не тільки витокм води з мережі, але і відбором води на ГВП з мережі;

б) для вирівнювання добового графіка навантажень на ГВП і зменшення розрахункової продуктивності водопідготовки передбачена установка баків-акумуляторів, куди поступає зм'якшена деаерована вода.

Підживлюючі насоси забирають воду з баків-акумуляторів і подають її у всмоктуючу лінію мережевих насосів.

Файл Стр106 Рис 54

Таблиця 5.7 - Початкові дані для розрахунку теплової схеми котельної з водогрійними котлами для відкритої системи тепlopостачання

№ позиції	Найменування вихідних даних	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункові режими				Примітка
				Зимовий			Літній	
				Максимальний зимовий	При температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка	При поточних температурах зовнішнього повітря з інтервалом 5°C		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
U_{01}	Розрахункова відпустка теплоти з котельної на опалення і вентиляцію для міст і житлових районів	$Q_{o.v..макс}^{жс}$	$\frac{МДж}{с}$	33,6	—	—	—	За даними замовника
U_{02}	Розрахункова відпустка теплоти з котельної на опалення і вентиляцію промислових підприємств	$Q_{o.v..макс}^n$	$\frac{МДж}{с}$	12,3	—	—	—	
U_{03}	Відпуск теплоти на гаряче водопостачання в добу найбільшого споживання для міст і житлових районів	$Q_{2.в.}^{ср.жс}$	$\frac{МДж}{с}$	30,6	—	—	—	
U_{04}	Максимальна відпустка теплоти на гаряче водопостачання для промислових підприємств	$Q_{2.в.макс}^n$	$\frac{МДж}{с}$	7 ¹⁾	—	—	—	
U_{05}	Розрахункова температура мережевої води в подаючому трубопроводі	$t_{1.макс}$	°C	150	—	—	120	
U_{06}	Розрахункова температура мережевої води в подаючому трубопроводі в точці зламу температурного графіка мережевої води	$t_{1.изл}$	°C	—	70	—	—	
U_{07}	Розрахункова температура мережевої води в зворотному трубопроводі	$t_{2.маі}$	°C	—	—	—	—	
U_{08}	Витрата теплоти на мазутне господарство	$Q_{м}$						
U_{09}	Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення	$t_{н.р.}$	°C	-21	—	—	—	
U_{10}	Температура повітря усередині опалювальних будівель	$t_{вн}$	°C	← 18 →				
U_{11}	Розрахункова температура гарячої води в місцевій системі гарячого водопостачання	$t_{2.в.}$	°C	← 70 →				
U_{12}	Температура деаерованої води після деаераторів і температура підживлювальної води	T_5	°C	← 70 →				

Рис. 5.4 – Расчетная схема котельной с водогрейными котлами для открытой системы теплоснабжения

1) Приготування води проводиться протягом 6 годин (приймається по розтягнутому графіку). Витрата теплоти для розрахунку установки складає $Q_{2.в.}^{р.н} = \frac{7}{6} = 1,16 \frac{МДж}{с}$

Продовження таблиці 5.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9
U_{13}	Ентальпія деаерованої води	\bar{T}_5	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	←	293,3	→		
U_{14}	Температура сирі води на вході в котельню	T_1	$^{\circ}\text{C}$	←	5	→	15	
U_{15}	Температура сирі води перед хімовдоочищенням	T_3	$^{\circ}\text{C}$	←		→	25	
U_{16}	Температура пом'якшеної води перед деаератором підживлюючої води	T_4	$^{\circ}\text{C}$	←		→	60	
U_{17}	Питомий об'єм води в системі теплопостачання в тоннах на 1 МДж/с сумарної відпустки теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання міст і житлових районів	$g_{\text{сист}}^{\text{ж}}$	$\frac{\text{м}}{\frac{\text{МДж}}{\text{с}}}$	←		→	43,1	} По [5]
U_{18}	Питомий об'єм води в системі теплопостачання в тоннах на 1 МДж/с сумарної відпустки теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання промислових підприємств	$g_{\text{сист}}^{\text{п}}$	$\frac{\text{м}}{\frac{\text{МДж}}{\text{с}}}$	←		→	30,17	
U_{19}	Коефіцієнт зниження витоків в системі теплопостачання	$K_{\text{ут}}$	—	←	1,0	→	0,5	
U_{20}	Питомі втрати пари з випаром з деаератора в т на 1 т деаерованої води	$d_{\text{вип}}$	$\frac{\text{т}}{\text{т}}$	←		→	0,002	} По рекомендації ЦКТИ. З розрахунків хімовдоочищення. За даними заводу виготівника.
U_{21}	Коефіцієнт власних потреб хімовдоочищення	$K_{\text{хво}}^{\text{сн}}$	—	←		→	1,1	
U_{22}	Номінальна теплопродуктивність одного водогрійного котла	$Q_{\text{к}}^{\text{ном}}$	$\frac{\text{МДж}}{\text{с}}$	←		→	40,6	
U_{23}	Температура мережевої води на виході з водогрійних котлів	$t_{\text{вк1}}^{\text{пост}}$	$^{\circ}\text{C}$	←	150	→	120	} Приймається
U_{24}	Температура мережевої води після підігрівачів сирі і пом'якшеної води	t_4	$^{\circ}\text{C}$	←		→	70	
U_{25}	Температура мережевої води в подаючому трубопроводі на мазутне господарство	$t'_1 = t_{\text{вк1}}$	$^{\circ}\text{C}$	←	150	→	120	
U_{26}	Температура мережевої води в зворотному трубопроводі від мазутного господарства	$t'_2 = t_{2\text{мах}}$	$^{\circ}\text{C}$	←		→	70	

**Таблиця 5.8 - Приклад розрахунку теплової схеми котельної з водоگрійними котлами
для відкритої системи тепlopостачання**

№ позиції	Найменування	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункові формули		Розрахункові режими						Примітка
				Для зимового режиму	Для літнього режиму	Зимовий				Літній		
						Максимальний зимовий	При температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережевої води	При температурі зовнішнього повітря, °C				
8	-15	-10	-5	±0	11							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P_{01}	Температура зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережевої води	$t_{н.изл}$	°C	$t_{вн} - 0,354 \cdot (t_{вн} - t_{нр})$	—	4,2	—	—	—	—	—	
P_{02}	Коефіцієнт зниження витрати теплоти на опалення і вентиляцію залежно від температури зовнішнього повітря	$K_{ов}$	—	$\frac{t_{вн} - t_n}{t_{вн} - t_{нр}}$	1	0,354	0,849	0,72	0,59	0,45	—	
P_{03}	Значення коефіцієнта $K_{ов}$ в ступіні 0,8	$K_{ов}^{0,8}$	—	—	1	0,436	0,87	0,77	0,65	0,54	—	
P_{04}	Температура мережевої води в подаючому трубопроводі до споживача (опалення і вентиляція) на виході з котельної	t_1	°C	$18 + 64,5 \cdot K_{ов}^{0,8} + 67,5 \cdot K_{ов}$	150	70 (поз. U_{06})	131,4	117,5	100,0	84,0	—	
P_{05}	Температура мережевої води в зворотному трубопроводі від споживача (опалення і вентиляція) на вході в котельню	t_2	°C	$t_1 - 80 \cdot K_{ов}$	70	41,7	63,6	60,0	53,0	47,0	—	
P_{06}	Розрахункова відпустка теплоти на опалення і вентиляцію	$Q_{ов}$	$\frac{МДж}{с}$	$(Q_{ов.макс}^{ж} + Q_{ов.макс}^n) \cdot K_{ов}^{0,8}$	45,90	16,24	38,97	33,06	27,14	21,22	—	
P_{07}	Кількість мережевої води на опалення і вентиляцію в подаючому трубопроводі	$G_{ов}$	$\frac{кг}{с}$	$\frac{Q_{ов} \cdot 10^3}{C_v \cdot (t_1 - t_2)}$	136,9	136,9	137,2	137,2	137,8	136,8	—	

Продовження таблиці 5.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P_{08}	Кількість мережевої води на гаряче водопостачання, зокрема:	G_{z6}	$\frac{KZ}{c}$	$\frac{(Q_{z6}^{cp.ж} + Q_{z6}^n) \cdot 10^3}{C_6 \cdot t_{z6}} \quad 0,8 G_{z6}^{1)}$	108,2	108,2	108,2	108,2	108,2	108,2	86,5 ¹⁾	
	відбиране з подаючого трубопроводу	$G_{z6}^{под}$	$\frac{KZ}{c}$	$G_{z6} \cdot \frac{t_{z6} - t_2}{t_1 - t_2}$	0	108,2	10,2	18,8	39,13	67,26	86,5	
	відбиране із зворотного трубопроводу	$G_{z6}^{обр}$	$\frac{KZ}{c}$	$G_{z6} \cdot \frac{t_1 - t_{z6}}{t_1 - t_2}$	108,2	0	98,0	89,4	69,0	40,9	0	
P_{09}	Кількість мережевої води в подаючому трубопроводі на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання	$G_{ов+z6}$	$\frac{KZ}{c}$	$G_{ов}^{под} + G_{z6}^{под}$	136,9	245,1	147,4	156,0	176,9	204,1	86,5	
P_{10}	Кількість мережевої води в подаючому трубопроводі на мазутне господарство	G_M	$\frac{KZ}{c}$	$\frac{Q_M \cdot 10^3}{C_6 \cdot (t_1' - t_2')}$	3,46	3,46	3,46	3,46	3,46	3,46	5,53	
P_{11}	Сумарна кількість мережевої води, що видається з котельної зовнішнім споживачам (поз. P_{09} , P_{10})	$G_{сет}^{вн}$	$\frac{KZ}{c}$	$G_{ов+z6}^{под} + G_M^{под}$	140,36	248,56	150,86	159,46	180,36	207,56	92,03	
P_{12}	Кількість підживлювальної води на заповнення витоків в тепломережі на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання	$G_{ум1}$	$\frac{KZ}{c}$	$\frac{0,5}{100} \cdot [(Q_{ов.макс}^{ж} + Q_{z6}^{cp.ж}) \cdot g_{сист}^{ж} + (Q_{ов.макс}^n + g_{z6}^n) \cdot g_{сист}^n] \cdot K_{ум}$	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	2,2	
P_{13}	Кількість підживлювальної води на заповнення витоків в тепломережі на мазутне господарство	$G_{ум2}$	$\frac{KZ}{c}$	$\frac{0,5}{100} \cdot Q_M \cdot g_{сист}^n \cdot K_{ум}$	0,048	0,048	0,048	0,048	0,048	0,048	0,048	
P_{14}	Сумарна кількість підживлювальної води (поз. P_{08} , P_{12} , P_{13})	$G_{подп}$	$\frac{KZ}{c}$	$G_{z6} + G_{ум1} + G_{ум2}$	112,45	112,45	112,45	112,45	112,45	112,45	88,75	
P_{15}	Кількість мережевої води в зворотному трубопроводі на вході в котельню від споживачів опалення і вентиляції	$G_{сет.обр}^{ов}$	$\frac{KZ}{c}$	$G_{ов+z6} - G_{z6} - G_{ум1}$	24,3	132,5	34,8	43,4	64,3	91,5	—	
P_{16}	Кількість мережевої води в зворотному трубопроводі на вході в котельню від мазутного господарства	$G_{сет.обр}^M$	$\frac{KZ}{c}$	$G_M - G_{ум2}$	3,41	3,41	3,41	3,41	3,41	3,41	5,4	
P_{17}	Температура гріючої води, що поступає в деаератор	t_d	$^{\circ}C$	$t_d = t_{ек1}$			150				120	

¹⁾ 0,8 $G_{ГВ}$ – коефіцієнт 0,8 враховує зниження витрати води на гаряче водопостачання в літній період

Продовження таблиці 5.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P_{18}	Кількість гріючої води, що поступає в деаератор	G'_d	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$\frac{1,002 \cdot G_{\text{подп}} \cdot (T_5 - T_4)}{(t_{\text{вк1}} - T_5) \cdot 0,98}$	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5	18,3	
P_{19}	Кількість води на виході з деаератора (продуктивність деаератора)	G_d	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$G_{\text{подп}} + G'_d$	128	128	128	128	128	128	108	
P_{20}	Випар з деаератора	$D_{\text{вип}}$	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$0,002 \cdot G_d$	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,22	
P_{21}	Кількість пом'якшеної води, що поступає в деаератор	G_y	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$G_{\text{подп}} + D_{\text{вип}}$	112,7	112,7	112,7	112,7	112,7	112,7	89,0	
P_{22}	Кількість сирі води, відповідна витраті G_y	$G_{\text{св}}$	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$K_{\text{хво}}^{\text{сн}} \cdot G_y$	124	124	124	124	124	124	98	
P_{23}	Витрата теплоти на підігрів сирі води перед водопідготовкою	Q_c	$\frac{\text{МДж}}{\text{с}}$	$\frac{G_{\text{св}} \cdot (T_3 - T_1) \cdot C_6 \cdot 10^{-3}}{0,98}$	10,7	10,7	10,7	10,7	10,7	10,7	4,2	
P_{24}	Кількість гріючої води, відповідна величині Q_c	G'_c	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$\frac{Q_c \cdot 10^3}{C_6 \cdot (t_{\text{вк1}} - t_4)}$	32	32	32	32	32	32	20	
P_{25}	Витрата теплоти на підігрів пом'якшеної води перед деаератором	Q_y	$\frac{\text{МДж}}{\text{с}}$	$\frac{G_y \cdot (T_4 - T_3) \cdot 10^{-3}}{0,98}$	16,86	16,86	16,86	16,86	16,86	16,86	13,34	
P_{26}	Кількість гріючої води, відповідна величині Q_y	G'_y	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$\frac{Q_y \cdot 10^3}{C_6 \cdot (t_{\text{вк1}} - t_4)}$	50,78	50,78	50,78	50,78	50,78	50,78	63,94	
P_{27}	Загальна витрата тепла на підігрів сирі води, пом'якшеної води і на деаерацію	Q_o	$\frac{\text{МДж}}{\text{с}}$	$Q_c + Q_y + G'_d \cdot (t_{\text{вк1}} - t_{2,\text{макс}}) \cdot C_6 \cdot 10^{-3}$	32,48	32,48	32,48	32,48	32,48	32,48	21,63	
P_{28}	Загальна кількість гріючої води, відповідна величині Q_o (поз. P_{24} , P_{26} , P_{18})	G_o	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$G'_c + G'_y + G'_d$	97,3	97,3	97,3	97,3	97,3	97,3	102,4	
P_{29}	Сумарна відпустка теплоти водогрійними котлами (поз. P_{06} , P_{27} , U_{08})	Q_m	$\frac{\text{МДж}}{\text{с}}$	$Q_{06} + Q_o + Q_m$	79,6	50	72,6	66,7	60,8	55,1	22,8	
P_{30}	Кількість працюючих водогрійних котлів (з округленням до найближчого більшого цілого)	$N_{\text{кр}}^{\text{в}}$	—	$\frac{Q_m}{Q_{\text{ном}}}$	2	2	2	2	2	2	1	

Продовження таблиці 5.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P_{31}	Відсоток завантаження кожного працюючого водогрійного котла	$K_{завр}^6$	%	$\frac{Q_m \cdot 100}{N \cdot Q_k}$	98	61,5	89	82	75	68	56	
P_{32}	Кількість відключених водогрійних котлів	$N_{ко}^6$	—	$N_{кр}^6 \cdot (\text{режим I}) - N_{кр}^6$	0	0	0	0	0	0	1	
P_{33}	Кількість води, що пропускається через один водогрійний котел	$G_{вк}$	$\frac{кг}{с}$	$\frac{Q_m \cdot 10^3}{N_{кр}^6 \cdot (t_{1,макс} - t_{2,макс}) \cdot C_p}$	119,5	119,5	119,5	119,5	119,5	119,5	102,7	
P_{34}	Кількість води, що пропускається через працюючі водогрійні котли	$G_{вк\Sigma}$	$\frac{кг}{с}$	$G_{вк} \cdot N_{кр}^6$	239	239	239	239	239	239	102,4	
P_{35}	Кількість води, що пропускається через нерегульований перепуск	$G_{нт}$	$\frac{кг}{с}$	$N_{ко}^6 \cdot G_{вк} + G_{зб} \cdot \frac{t_{зб} - t_2}{t_1 - t_2}$	0	108,2	10,3	17,5	39,3	68,8	0	
P_{36}	Температура мережевої води на вході у водогрійні котли	$t_{вк2}$	$^{\circ}C$	$t_{вк1}^2 - \frac{Q_m \cdot 10^3}{G_{вк\Sigma} \cdot C_p}$	70	100	77,5	83,4	89,3	95,0	70	
P_{37}	Сумарна кількість води перед мережевими насосами (для опалювального періоду) поз. $P_{14}, P_{15}, P_{16}, P_{26}, P_{24}, P_{19}$	$\Sigma G_{сет.обр}$	$\frac{кг}{с}$	$G_{сет.обр}^{об} + G_{сет.обр}^M + G'_y + G'_c + (G_{подп} + G'_d)$	234	343	244,3	252,9	273,4	301,5	—	
P_{38}	(Сумарна кількість води перед мережевими насосами (для літнього періоду) поз. $P_{16}, P_{13}, P_{18}, P_{26}, P_{24}$)	$\Sigma G_{сет.обр}^{лето}$	$\frac{кг}{с}$	$G_{сет.обр}^M + G_{ym2} + G'_d + G'_y + G'_c$	—	—	—	—	—	—	108	
P_{39}	Температура мережевої води в зворотному трубопроводі перед мережевими насосами	t_3	$^{\circ}C$	$\frac{G_{сет.обр}^{об} \cdot t_2 + G_{обр}^M \cdot t'_1}{\Sigma G_{сет.обр}} + \frac{(G'_y + G'_c) \cdot t_4 + (G_{нод} + G_d) \cdot T_5}{\Sigma G_{сет.обр}}$	70	59,5	69,2	68,5	66,3	63,4	70	
P_{40}	Кількість води на рециркуляцію	$G_{рц}$	$\frac{кг}{с}$	$G_{вк\Sigma} \cdot \frac{t_{вк2} - t_3}{t_{вк1} - t_3}$	0	107,0	24,5	43,7	65,7	87,2	0	
P_{41}	Кількість води на регульований перепуск	$G_{р.н}$	$\frac{кг}{с}$	$G_{р.н} = G_{рц}$	0	107,0	24,5	43,7	65,7	87,2	0	

²⁾ Температуру води на виході з котла $t_{вк1}$ прийняти для опалювального періоду постійною і рівною $150^{\circ}C$.

5.4. Розрахунок теплової схеми промислово-опалювальної котельної з паровими і водогрійними котлами

5.4.1 Загальні положення

1. Розрахунок теплової схеми котельної проводиться з метою визначення витрати пари і води для окремих вузлів при характерних режимах роботи котельної і складання загального матеріального балансу пари і води.

Розрахунком визначається температура різних потоків води (мережевої, підживлюючої, зм'якшеної, сирої) і конденсату.

2. На розрахунковій тепловій схемі котельної указуються напрями основних потоків теплоносіїв, їх витрати і параметри.

3. Результати розрахунку є початковими даними для розрахунку і вибору устаткування окремих вузлів теплової схеми і основних трубопроводів котельної.

4. Розрахунок теплової схеми виконується паралельно для всіх режимів в рекомендованій послідовності (див. табл. 5.10, 5.12).

Початкові дані слід заносити в таблицю, складену по певній формі (табл. 5.9 і 5.11).

5. Розрахунок теплової схеми комбінованої котельної - з водогрійними і паровими котлами розділяється на дві частини: розрахунок водогрійної частини і розрахунок парової частини котельної.

6. Розрахунок теплової схеми водогрійної частини котельної ведеться для наступних режимів:

- максимального зимового при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалювання і вентиляції;
- зимового режиму при температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережевої води;
- зимових, режимів при поточних температурах зовнішнього повітря з інтервалом 5°C (починаючи від розрахункової температури зовнішнього повітря, значення поточних температур кратні п'яти);
- літнього режиму.

На відміну від розрахунку теплової схеми котельної з паровими котлами де рекомендувався розрахунок для чотирьох характерних режимів, тепла схема парової частини комбінованої котельної розраховується тільки для двох режимів: зимового і літнього.

7. Розрахунок теплової схеми парової частини котельної виконується в наступній послідовності:

- розраховується пароводяний баланс котельної без урахування продування котлів, результати якого використовуються при розрахунку хімоводоочищення для визначення величини продування, а також для уточнення кількості води на власні потреби хімоводоочистки;

- проводиться повний розрахунок парової частини, зокрема, уточнюється пароводяний баланс, сумарне парове навантаження котельної і намічаються варіанти для вибору типорозміра і кількості котлів.

Остаточний вибір котлів проводиться при складанні техніко-економічного обґрунтування.

8. В процесі розрахунку теплової схеми парової частини котельної методом послідовних наближень уточнюється витрата пари на деаерацію живильної води (після одного наближення, як правило, погрішність не перевищує 5%).

Як видно з розрахунку теплової схеми парової частини котельної, перерахунок багатьох попередніх значень можна не проводити, оскільки уточнення їх практично не впливає на вибір устаткування, зроблений за наслідками розрахунку теплової схеми.

Уточнити слід лише величину безперервного продування по формулі

$$G_{пр} = \frac{П}{100} \cdot D_{сум}, \text{ т/год}$$

і кількість води для живлення котлів

$$G_{жив} = D_{сум} + G_{пр}, \text{ т/год},$$

де П - величина безперервного продування котлів, %,

$D_{сум}$ - сумарне парове навантаження котельної, т/год.

9. Для швидкого визначення деяких розрахункових величин рекомендується використовувати графіки, розміщені в додатку до розділу 5.

10. У прикладах розрахунку теплової схеми водогрійної частини котельної (див. табл. 5.10 і табл. 5.12) розрахункові формули температури зовнішнього повітря в точці зламу температури прямої і зворотної мережевої води складені для температурного графіка мережевої води 150 - 70 °С. При температурному графіку 130 - 70 °С вказані величини можуть бути визначені по наступних формулах (або по графіках, див. Додатки до розділу 5):

- температура зовнішнього повітря в точці зламу

$$t_{н.зл.} = t_{вн} - 0,418(t_{вн} - t_{зовн}) \quad (5.8)$$

- температура прямої мережевої води

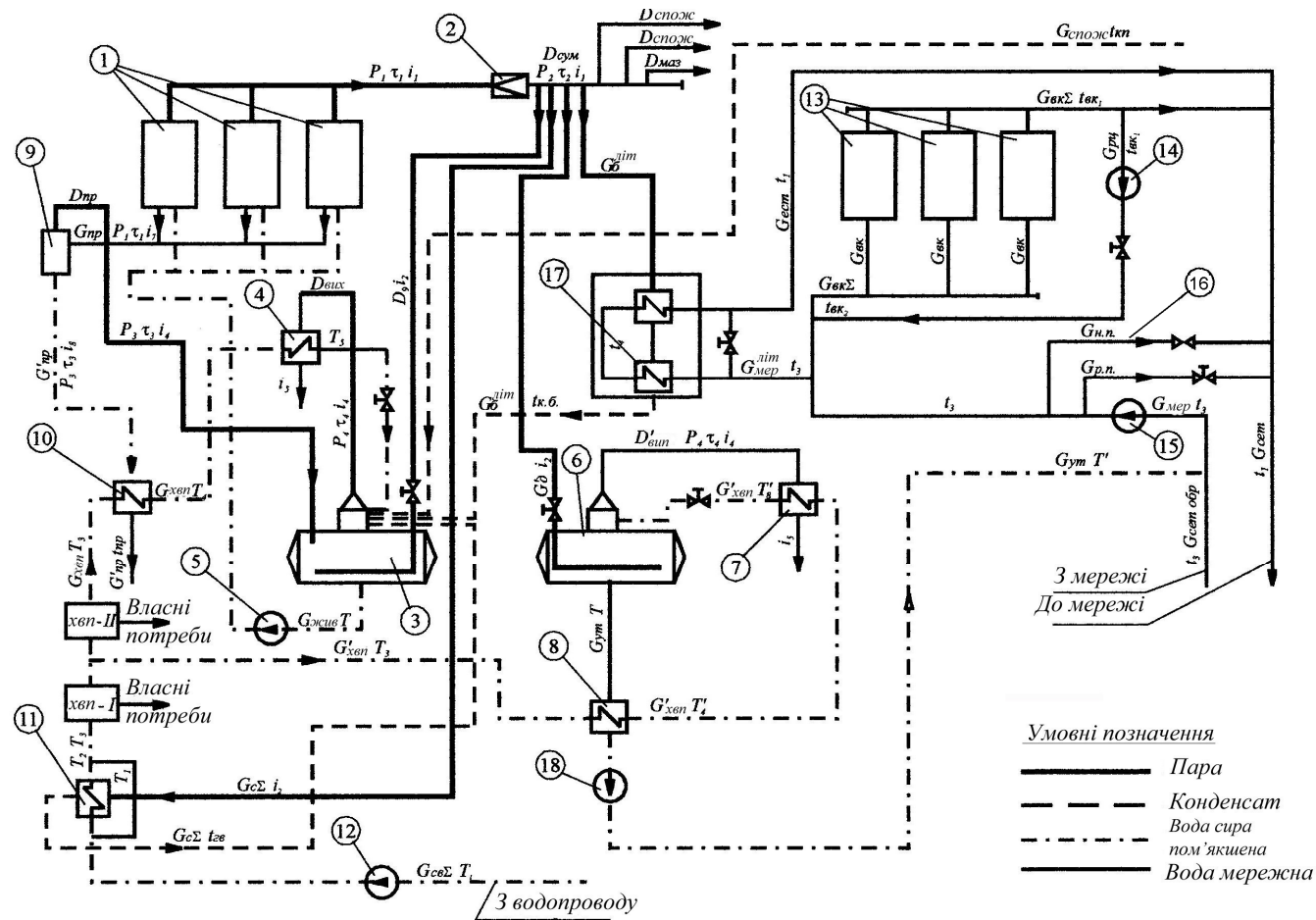
$$t_1 = 18 + 64,5 K_{об}^{0,8} + 47,5 K_{об} \quad (5.9)$$

- температура зворотної мережевої води

$$t_2 = t_1 - 60 K_{об} \quad (5.10)$$

5.4.2 Приклад розрахунку теплової схеми котельної з паровими і водогрійними котлами для закритої системи тепlopостачання

1. Початкові дані до прикладу розрахунку теплової схеми комбінованої котельної для закритої системи тепlopостачання приведені в табл. 5.9.
Загальна методика розрахунку показана на прикладі (табл. 5.10).
2. У приведеному прикладі розрахунку гаряче водопостачання в літній період передбачається від спеціальної пароводяної установки оскільки навантаження гарячого водопостачання невелике.
У кожному конкретному випадку необхідність застосування водопідогрійної установки в літній період слід визначати, виходячи з конкретних умов.
Якщо навантаження гарячого водопостачання в літній період близьке або вище мінімальної допустимої теплопродуктивності водогрійного котла, то застосування водопідігрівної установки для літнього режиму не передбачається, а навантаження гарячого водопостачання в цьому випадку покривається водогрійним котлом.
3. Розрахунок витрати пари на деаерацію живильної води за наявності окремого деаератора підживлювальної води рекомендується проводити тільки по формулах (див. табл. 5.10).
4. Розрахункова схема котельної з паровими і водогрійними котлами для закритої системи тепlopостачання приведена на рисунку 5.5.



Парова частина

1. Парові котли
2. Редукційна установка
3. Деаератор живильної води
4. Охолоджувач випару до деаератора живильної води
5. Насос живильний
6. Деаератор підживлюючої води
7. Охолоджувач випару до деаератора підживлюючої води
8. Охолоджувач деаерованої води
9. Сепаратор безперервної продувки
10. Охолоджувач продувочної води
12. Насос сирі води

Водогрійна частина

13. Водогрійні котли
14. Насос рециркуляційний
15. Насос мережної води
16. Лінія перепуску
17. Водопідігрівальна установка для літнього режиму
18. Насос підживлюючий

Рисунок 5.5 – Розрахункова теплова схема котельної з паровими і водогрійними котлами для закритої системи теплопостачання

Таблиця 5.9- Вихідні дані для розрахунку теплової схеми котельної с паровими і водогрійними котлами для закритої системи тепlopостачання

№ Позиції	Найменування вихідних даних	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункові режими				Примітка	
				Максимальний зимовий	При температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка	При температурі зовнішнього повітря з інтервалом 5°C	Літній		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
U_{01}	Максимальна відпустка тепла з котельної на опалювання і вентиляцію для міст і житлових районів	$Q_{ов.макс}^{жс}$	$\frac{МДж}{с}$	27,93	—	—	—	За даними замовника	
U_{02}	Максимальна відпустка тепла з котельної на опалювання і вентиляцію пром. підприємств	$Q_{ов.макс}^n$	-----//-----	284	—	—	—		
U_{03}	Середня величина відпуску тепла на гаряче водопостачання (за добу найбільшого водоспоживання) міст і житлових районів	$Q_{зв}^{ср.жс}$	-----//-----	17,46	—	—	—		
U_{04}	Середня величина відпуску теплоти на гаряче водопостачання промислових підприємств	$Q_{зв}^{ср.п.}$	-----//-----	—	—	—	—		
U_{05}	Максимальна відпустка тепла на гаряче водопостачання підприємств	$Q_{зв}^{max.п.}$	-----//-----	—	—	—	—		
U_{06}	Відпустка пари виробничим споживачам, зокрема витрата пари на виробниче гаряче водопостачання	$D_{потр}$	кг/с (т/год)	←————— 4,22 (15,2) —————→					
U_{07}	Повернення конденсату від виробничих споживачів	$G_{потр}$	кг/с (т/год)	←————— 2,92 (10,5) —————→					
U_{08}	Температура конденсату, що повертається з виробництва	$t_{к.п.}$	°C	←————— 80 —————→					
U_{09}	Тиск пари, що відпускається виробничим споживачам, на виході з котельної	P_2	МПа	←————— 0,6 —————→					
U_{10}	Вид палива			←————— мазут —————→					
U_{11}	Витрата пари на мазутне господарство	$D_{маз}$	кг/с (т/год)	3,89 (14)					З попередн розрахунків
U_{12}	Тиск пари, що відпускається на мазутне господарство, на виході з котельної	P_2	МПа	←————— 0,6 —————→					
U_{13}	Максимальна температура прямої води в мережі	t_{1max}	°C	150	—	—	—		

Продовження таблиці 5.9

1	2	3	4	5	6	7	8	9
U_{14}	Мінімальна температура прямої мережної води в точці зламу температурного графіка мережної води	$t_{1изл}$	$^{\circ}C$	—	70	—	—	
U_{15}	Максимальна температура зворотної мережної води	$t_{2,мах}$	$^{\circ}C$	70	—	—	—	По даним замовника
U_{16}	Розрахункова температура зовнішнього повітря	$t_{н.р.}$	$^{\circ}C$	- 25	—	—	—	Згідно[3]
U_{17}	Температура повітря всередині опалювальних приміщень	$t_{вн}$	$^{\circ}C$	← 18 →			-	Згідно[2]
U_{18}	Температура деаерованої води після деаераторів	T	$^{\circ}C$	← 104,2 →				3 таблиць [9] при тиску 1,2 МПа
U_{19}	Ентальпія деаерованої води після деаераторів	\bar{T}	$\frac{кДж}{кг}$	← 437,44 →				
U_{20}	Температура підживлюючої води	T'	$^{\circ}C$	← 70 →				
U_{21}	Температура сирі води на вході в котельню	T_1	$^{\circ}C$	← 5 →			15	Згідно[12]
U_{22}	Температура сирі води перед хіміводоочисткою	T_3	$^{\circ}C$	← 25 →				
U_{23}	Питомий об'єм води в системі теплопостачання в т на 1 МВт сумарного відпуску тепла на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання міст и жилих районів	$q_{сист}^{ж}$	$\frac{т}{МВт}$	← 42,9 →				По [5].
U_{24}	Питомий об'єм води в системі теплопостачання в т на 1 МВт сумарного відпуску тепла на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання промислових підприємств	$q_{сист}^n$	$\frac{т}{МВт}$	← 30,0 →				
U_{25}	Коефіцієнт зниження витоків в системі теплопостачання	$\kappa_{ут}$	—	← 1 →			0,5	
U_{26}	Величина безперервної продувки	n	%	← 5 →			9	Приймається з розрахунків хіміводоочистки
U_{27}	Питомі втрати пари з випаром з деаераторів в кг на 1 т деаерованої води	$d_{вип}$	$\frac{кг}{т}$	2,0				Приймається згідно з рекомендацій ЦКТИ
U_{28}	Коефіцієнт власних потреб хіміводоочистки	$k_{хво}^{сн}$	—	1,2				Приймається з розрахунків хіміводоочистки
U_{29}	Коефіцієнт внутрішньокотельних втрат пари	$k_{пот}$	—	0,02				Приймається

Продовження таблиці 5.9

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	<i>Параметри пари, що виробляється котлами (до редуційної установки)</i>							
U_{30}	<i>тиск</i>	P_1	<i>МПа</i>	←	1,4	→		3 таблиць [9]
U_{31}	<i>температура</i>	τ_1	<i>°C</i>	←	194,1	→		
U_{32}	<i>ентальпія</i>	i_1	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	←	2791,38	→		
	<i>Параметри пари після редуційної установки</i>							
U_{33}	<i>тиск</i>	P_2	<i>МПа</i>	←	0,6	→		3 таблиць [9]
U_{34}	<i>температура</i>	τ_2	<i>°C</i>	←	158,1	→		
U_{35}	<i>ентальпія</i>	i_2	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	←	2758,28	→		
	<i>Параметри пари, що утворюється в сепараторі безперервної продувки</i>							
U_{36}	<i>тиск</i>	P_3	<i>МПа</i>	←	0,17	→		3 таблиць [9]
U_{37}	<i>температура</i>	τ_3	<i>°C</i>	←	114,6	→		
U_{38}	<i>ентальпія</i>	i_3	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	←	2700,46	→		
	<i>Параметри пари, що поступає в охолоджувач випара з деаератора</i>							
U_{39}	<i>тиск</i>	P_4	<i>МПа</i>	←	0,12	→		3 таблиць [9]
U_{40}	<i>температура</i>	τ_4	<i>°C</i>	←	104,2	→		
U_{41}	<i>ентальпія</i>	i_4	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	←	2684,53	→		

Продовження таблиці 5.9

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Параметри конденсата після охолодження випару							
U_{45}	тиск	P_1	МПа	←	1,4	→		3 табл/ [9]
U_{46}	температура	τ_1	°C	←	194,1	→		3 таблиць [9]
U_{47}	ентальпія	i_7	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	←	826,69	→		
	Параметри продувочної води на виході з сепаратора безперервної продувки							
U_{48}	тиск	P_3	МПа	←	0,17	→		3 таблиць [9]
U_{49}	температура	τ_3	°C	←	114,6	→		
U_{50}	ентальпія	i_8	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	←	481,01	→		
U_{51}	Температура продувочної води після охолоджувача продувочної води	t_{np}	°C	←	40	→		Приймається
U_{52}	Температура конденсата від пароводяної установки гарячого водопостачання	$t_{к.б.}$	°C	—	—	—	80	Приймається
U_{53}	Температура конденсата від пароводяного підігрівача сирі води	τ_2	°C	←	158,1	→		3 таблиць [9] при тиску 0,6 МПа
U_{54}	Ентальпія конденсата після пароводяного підігрівача сирі води	i_6	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	←	667,4	→		
U_{55}	Температура зворотної мережної води на вході в водогрійні котли	$t_{в.к2.}$	°C	←	70	→		Приймається
U_{56}	Номінальна теплопродуктивність одного водогрійного котла	$Q_k^{ном}$	МВт	←	116	→		За даними заводу

Таблиця 5.10 - Приклад розрахунку теплової схеми котельної з паровими і водогрійними котлами для закритої системи тепlopостачання

А Водогрійна частина котельної

№ позиції	Найменування	Позначення	Одиниці виміру	Розрахункові формули		Зимові режими						Літній	Примітки	
				Для зимового режиму	Для літнього режиму	Максимальний зимовий	При температурі зовнішнього повітря в точці зламу	При температурі зовнішнього повітря, °C						
								-20	-15	-10	-5			±0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
P ₀₁	Температура зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережної води	t _{н.изл}	°C	$t_{вн} - 0,354 \cdot (t_{вн} - t_{нр})$	—	18 - 0,354 × (18 - (-25)) = 2,8	—	—	—	—	—	—	—	
P ₀₂	Коефіцієнт зниження витрат теплоти на опалення і вентиляцію в залежності від температури зовнішнього повітря	K _{ов}	—	$\frac{t_{вн} - t_{н}}{t_{вн} - t_{нр}}$	1	0,354	0,885	0,767	0,662	0,535	0,480	—	—	
P ₀₃	Розрахунковий відпуск теплоти на опалення і вентиляцію	Q _{ов}	$\frac{МДж}{с}$	$(Q_{ов, макс}^{ж} + Q_{ов, макс}^{л}) \cdot K_{ов}$	(27,93+284) × 1 = 311,93	311,93 × 0,354 = 110,42	276	239,25	203,38	166,88	130,39	—	—	
P ₀₄	Значення коефіцієнта K _{ов} в ступені 0,8	K _{ов} ^{0,8}	—	—	1	0,436	0,911	0,809	0,71	0,606	0,498	—	—	
P ₀₅	Температура прямої мережної води на виході з котельної	t ₁	°C	$18 + 64,5 \cdot K_{ов}^{0,8} + 67,5 \cdot K_{ов}$	150	70	136,1	122	107,8	93,3	78,4	70	—	
P ₀₆	Температура зворотної мережної води на вході в котельню	t ₂	°C	$t_1 - 80 \cdot K_{ов}$	70	70 - 80 × 0,354 = 41,7	65,4	60,6	55,6	50,4	44,8	41,7	—	
P ₀₇	Сумарний відпуск теплоти на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання	Q _T	$\frac{МДж}{с}$	$Q_{ов} + (Q_{з.б.}^{сп.ж} + Q_{з.б.}^{сп.л})$ $1,3Q_{з.б.}^{сп.ж} + Q_{з.б.}^{max.л}$	311,93 + (17,46 + 0) = 329,4	127,88	293,52	256,71	220,84	183,34	147,85	1,3 × 17,46 + 0 = 22,7	—	
P ₀₈	Розрахункова витрата мережної води	G _{сет}	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$\frac{Q_T \cdot 10^3}{t_1 - t_2}$ $\frac{Q_T \cdot 10^3}{t_{изл} - t_{2изл}}$	$\frac{329,4 \cdot 10^{-3}}{(150 - 70) \cdot 4,19} = 982,7$ (3540)	1078,5 (3890)	990,84 (3580)	997,84 (3600)	1009,7 (3640)	1026,53 (3690)	1050,2 (3790)	191,44 (668)	—	
P ₀₉	Розрахункова витрата підживлюючої води на заповнення витоків в тепломережі	G _{ут}	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$\frac{0,5}{100} \cdot [(Q_{ов, макс}^{ж} + Q_{зб}^{сп.ж}) \cdot g_{сист}^{ж} + (Q_{ов, макс}^{л} + Q_{зб}^{сп.л}) \cdot g_{сист}^{л}] \cdot \frac{K_{ут}}{3600}$	$\frac{0,5}{100} [(27,93 + 17,46) \times 42900 + (284 + 0) \cdot 30000] \times \frac{1}{3600} = 15,57$ (52,5)	52,5	52,5	52,5	52,5	52,5	52,5	52,5 × 0,5 = 26,2	—	

Продовження таблиці 5.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
P_{10}	Кількість зворотної води	$G_{сет.обр}$	$\frac{к\cancel{з}}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$G_{сет} - G_{ум}$	$982,7 - 14,57 = 968,13$ (3487,5)	1063,93 (3837,5)	976,27 (3527,5)	983,27 (3547,5)	995,13 (3587,5)	1010,96 (3637,5)	1035,6 (3737,5)	184,15 (661,8)	
P_{11}	Кількість водогрійних котлів, які працюють(з округленням до найближчого більшого цілого)	$N_{к.р.}^6$	шт.	$\frac{Q_m}{Q_{к.ном}}$	$\frac{329,4}{116,39} = 2,83 \approx 3$	$\frac{127,88}{116,39} = 1,1 \approx 2$	3	3	3	2	2	—	
P_{12}	Процент завантаження працюючих водогрійних котлів	$K_{загр}^6$	%	$\frac{Q_m}{N_{к.р.}^6 \cdot Q_{к.ном}} \cdot 100$	$\frac{329,4 \cdot 100}{4 \cdot 116,39} = 94,3$	55	84,1	73,5	63,3	79,2	63,5	—	
P_{13}	Кількість відключених водогрійних котлів	$N_{к.о.}^6$	шт.	$N_{к.р.}^6(режимі) - N_{к.р.}^B$	$3 - 3 = 0$	$3 - 2 = 1$	0	0	0	1	1	—	
P_{14}	Кількість води, що пропускається через один водогрійний котел	$G_{в.к.}$	$\frac{к\cancel{з}}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$\frac{Q_{м.макс} \cdot 10^3}{(t_{1,макс} - t_{2,макс}) \cdot N_{к.р.}^6}$	$\frac{329,4 \cdot 10^3}{(150 - 70) \cdot 4,19 \cdot 3} \cdot 4 = 327,6$ (1180)	327,6 (1180)	327,6 (1180)	327,6 (1180)	327,6 (1180)	327,6 (1180)	327,6 (1180)	—	
P_{15}	Кількість води, що пропускається через працюючі водогрійні котли	$G_{в.к.Σ}$	$\frac{к\cancel{з}}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$N_{к.р.}^6 \cdot G_{в.к.}$	$3 \times 327,6 = 982,8$ (3540)	655,2 (2360)	982,8 (3540)	982,8 (3540)	982,8 (3540)	655,2 (2360)	655,2 (2360)	—	
P_{16}	Додаткова кількість мережної води на гаряче водопостачання (по відношенню до витрат мережної води у максимально зимовий період)	$\Delta G_{г.в.}$	$\frac{к\cancel{з}}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$G_{сет} - G_{сет(режимі)}$	$982,7 - 982,7 = 0$	$1078,5 - 982,7 = 95,8$ (350)	8,14 (40)	15,14 (60)	27 (100)	42,83 (150)	67,49 (250)	—	
P_{17}	Кількість води, що пропускається через нерегульований перепуск	$G_{н.п.}$	$\frac{к\cancel{з}}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$N_{к.о.}^6 \cdot G_{в.к.} + \Delta G_{г.в.}$	$0 \times 327,6 + 0 = 0$ (0)	$1 \times 327,6 + 95,8 = 423,4$ (1530)	8,14 (40)	15,14 (60)	27 (100)	370,43 (1330)	395,09 (1430)	—	
P_{18}	Температура мережної води на виході з водогрійних котлів	$t_{вк1}$	$^{\circ}C$	$t_{вк2} + \frac{Q_m \cdot 10^3}{G_{в.к.Σ} \cdot Cp}$	$70 + \frac{329,4 \cdot 10^3}{1188,6 \cdot 4,19} = 150$	116,7	141,2	132,2	123,7	137,1	123,8	—	
P_{19}	Температура зворотної мережної води перед мережними насосами	t_3	$^{\circ}C$	$\frac{t_2 \cdot G_{сет.обр} + T \cdot G_{ум}}{G_{сет}}$	$\frac{70 \cdot 968,13 + 70 \cdot 14,57}{982,7} = 70$	$\frac{41,7 \cdot 1063,93 + 70 \cdot 14,57}{1078,5} = 42,2$	65,6	60,9	55,8	50,6	45,3	42,8	1)
P_{20}	Кількість води на рециркуляцію	$G_{рц}$	$\frac{к\cancel{з}}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$G_{в.к.Σ} \cdot \frac{t_{в.кв} - t_3}{t_{в.к1} - t_3}$	$982,8 \cdot \frac{70 - 70}{150 - 70} = 0$	$655,2 \cdot \frac{70 - 42,2}{116,7 - 42,2} = 244,5$ (880)	56,97 (205)	124,91 (450)	205,5 (740)	146,95 (530)	206,16 (742)	—	

1) Використовується при розрахунку парової частини котельної (P_{21})

Продовження таблиці 5.10

Б Парова частина котельної

№ позиції	Найменування	Позначення	Одиниці виміру	Попереднє значення Уточнене значення	Зимовий режим		Літній режим		При-мітка
					Попереднє значення	Уточнене значення	Попереднє значення	Уточнене значення	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_{21}	Годинний відпуск пари виробничим споживачам	$D_{порп}$	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$D_{техн} + D_{с.в}$	4,22 (15,2)		4,22 (15,2)		Див. вих. дані $U_{об}$
P_{22}	Витрата пари на деаератор підживлюючої води	D'_d	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$G_{ум} \left[\frac{T' - T_3}{(i_2 - T_3 \cdot Cp)} + \frac{T}{(i_2 - T_3 \cdot Cp)} \right]$	$14,57 \left[\frac{70 - 25}{(2758,28 - 25 \cdot 4,19)} + \frac{104,2}{2758,28 - 25 \cdot 4,19} \right] = 0,82 \text{ (2,95)}$		$7,29 \left[\frac{70 - 25}{(2758,28 - 25 \cdot 4,19)} + \frac{104,2}{2758,28 - 25 \cdot 4,19} \right] = 0,41 \text{ (1,48)}$		Величина $G_{ум}$ береться з розрахунку водогрівної частини котельної (P_{09})
P_{23}	Витрата пари на підігрівачі ГВП (літний режим)	$D_6^{лет}$	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$G_{сет}^{лет} \cdot \frac{(t_{изл}^{лет} - t_3^{лет}) \cdot Cp}{(i_2 - t_{к.б} \cdot Cp)}$	—		$191,44 \cdot \frac{(70 - 42,8) \cdot 4,19}{(2758,28 - 80 \cdot 4,19)} = 9 \text{ (32,4)}$		
P_{24}	Кількість конденсату від підігрівачів ГВП	$G_6^{лет}$	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$D_6^{лет}$	—		9 (32,4)		
P_{25}	Випар з деаератора підживлюючої води	$D'_{вип}$	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$d_{вип.} \cdot G_{ум}$	0,002x14,57=0,03 (0,1)		0,002x7,29=0,015 (0,05)		
P_{26}	Кількість пом'якшеної води, що поступає в деаератор підживлюючої води	$G'_{хво}$	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$G_{ум} + D_{вип} - D'_d$	14,57+0,03-0,82=13,78 (49,61)		7,29+0,015-0,41=6,9 (24,8)		
P_{27}	Температура пом'якшеної води за охолоджувачем деаерованої води	T'_4	$^{\circ}C$	$T_3 + \frac{G_{ум}}{G'_{хво}} (T - T')$	$25 + \frac{14,57}{13,78} (104,2 - 70) = 61$		$25 + \frac{7,29}{6,9} (104,2 - 70) = 61$		
P_{28}	Температура пом'якшеної води, що поступає в деаератор підживлюючої води	T'_5	$^{\circ}C$	$T'_4 - \frac{D'_{вип}}{G'_{хво} \cdot Cp} (i_4 - i_5)$	$61 + \frac{0,03}{13,78 \cdot 4,19} (2684,53 - 437,44) = 62,1$		$61 + \frac{0,015}{6,9 \cdot 4,19} (2684,53 - 437,44) = 62,1$		
P_{29}	Кількість сирої води, що відповідає кількості пом'якшеної води $G'_{хво}$	$G'_{с.в.}$	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$K_{хво}^{сн} \cdot G'_{хво}$	1,2x13,78=16,55 (59,6)		1,2x6,9=8,28 (29,81)		

Продовження таблиці 5.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_{30}	Витрата пари для підігріву сирової води у кількості $G'_{c.в.}$	D'_c	$\frac{K_c}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$G'_{c.в.} \frac{(T_3 - T_1) \cdot C_p}{(i_2 - i_6)}$	$16,55 \cdot \frac{(25 - 5) \cdot 4,19}{(2758,28 - 667,47)} = 0,66$ (2,38)		$8,28 \cdot \frac{(25 - 15) \cdot 4,19}{(2758,28 - 667,47)} = 0,17$ (0,6)		
P_{31}	Тарове навантаження на котельню за вирахуванням витрати пари на деаерацію живильної води і на підігрів сирової води, що пом'якшується для живлення котлів, а також без урахування внутрішньокотельних витрат	D	$\frac{K_c}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$D_{\text{номр}} + D'_o + D'_c + D_6^{\text{нем}} + D_{\text{маз}}$	$4,22 + 0,82 + 0,66 + 0 + 3,89 = 9,59$ (35,5)		$4,22 + 0,41 + 0,17 + 9 + 3,89 = 17,69$ (63,7)		
P_{32}	Внутрішньокотельні втрати пари	$D_{\text{ном}}$	$\frac{K_c}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$K_{\text{ном}} \cdot D$ $K_{\text{ном}} \cdot D_{\text{сум}}$	$0,02 \times 9,59 = 0,19$ (0,7)	$0,02 \times 10,99 = 0,22$ (0,8)	$0,02 \times 17,69 = 0,35$ (1,27)	$0,02 \times 19,4 = 0,39$ (1,4)	
P_{33}	Кількість продувочної води, що поступає в сепаратор безперервної продувки	$G_{\text{нр}}$	$\frac{K_c}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$\frac{\Pi}{100} \cdot D$ $\frac{\Pi}{100} \cdot D_{\text{сум}}$	$\frac{5}{100} \times 9,59 = 0,48$ (1,73)	$\frac{5}{100} \times 10,99 = 0,55$ (1,98)	$\frac{9}{100} \times 17,69 = 1,59$ (5,73)	$\frac{9}{100} \times 19,4 = 1,77$ (6,3)	
P_{34}	Кількість пари на виході з сепаратора безперервної продувки	$D_{\text{нр}}$	$\frac{K_c}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$0,148 \cdot G_{\text{нр}}$ $G_{\text{нр}} \cdot \frac{i_7 - i_8}{i_3 - i_8}$	$0,148 \times 0,48 = 0,07$ (0,26)	$0,148 \times 0,55 = 0,08$ (0,29)	$0,148 \times 1,59 = 0,24$ (0,85)	$0,148 \times 1,75 = 0,26$ (0,93)	
P_{35}	Кількість продувочної води на виході з сепаратора безперервної продувки	$G'_{\text{нр}}$	$\frac{K_c}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$G_{\text{нр}} - D_{\text{нр}}$	$0,48 - 0,07 = 0,41$ (1,48)	$0,55 - 0,08 = 0,47$ (1,69)	$1,59 - 0,24 = 1,35$ (4,86)	$1,75 - 0,26 = 1,49$ (5,4)	
P_{36}	Кількість води на живлення котлів (на виході з деаератора живильної води)	$G_{\text{нум}}$	$\frac{K_c}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$D + G_{\text{нр}}$ $D_{\text{сум}} + G_{\text{нр}}$	$9,59 + 0,48 = 10,07$ (36,3)	$10,99 + 0,55 = 11,54$ (41,54)	$17,69 + 1,59 = 19,28$ (69,4)	$19,4 + 1,75 = 21,2$ (76,14)	
P_{37}	Випар з деаератора живильної води	$D_{\text{вип}}$	$\frac{K_c}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$d_{\text{вип}} \cdot G_{\text{нум}}$	$0,002 \times 10,07 = 0,02$ (0,07)	$0,002 \times 11,54 = 0,023$ (0,083)	$0,002 \times 19,28 = 0,04$ (0,14)	$0,002 \times 21,2 = 0,042$ (0,15)	
P_{38}	Кількість пом'якшеної води, що поступає в деаератор живильної води	$G_{\text{хво}}$	$\frac{K_c}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$(D_{\text{номр}} - G_{\text{номр}}) + G_{\text{нр}} + D_{\text{ном}} + D_{\text{вип}} + D'_o + D_{\text{маз}}$	$(4,22 - 2,92) + 0,41 + 0,19 + 0,02 + 0,82 + 3,89 = 6,63$ (24)	$(4,22 - 2,92) + 0,47 + 0,22 + 0,023 + 0,82 + 3,89 = 6,72$ (24,2)	$(4,22 - 2,92) + 0,35 + 0,35 + 0,04 + 0,41 + 3,89 = 7,34$ (26,4)	$(4,22 - 2,92) + 1,49 + 0,39 + 0,042 + 0,41 + 3,89 = 7,52$ (27,1)	
P_{39}	Кількість сирової води відповідна кількості пом'якшеної води $G_{\text{хво}}$	$G_{c.в.}$	$\frac{K_c}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$K_{\text{хво}}^{\text{сн}} \cdot G_{\text{хво}}$	$1,2 \times 6,63 = 7,96$ (29)	$1,2 \times 6,72 = 8,1$ (29,03)	$1,2 \times 7,34 = 8,81$ (31,7)	$1,2 \times 7,52 = 9,02$ (32,5)	
P_{40}	Загальна кількість сирової води, що поступає на хімводоочистку	$G_{c.в.}$	$\frac{K_c}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$G'_{c.в.} + G_{c.в.}$	$16,55 + 7,96 = 24,51$ (88,2)	$16,55 + 8,1 = 24,7$ (88,74)	$8,28 + 8,81 = 17,09$ (61,5)	$8,28 + 9,02 = 17,3$ (62,3)	

Продовження таблиці 5.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_{41}	Витрата пари для підігріву сирोї води у кількості $G_{c.6}$	D_c	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{zod} \right)$	$G_{c.6} \frac{(T_3 - T_1) \cdot Cp}{i_2 - i_6}$	$7,96 \frac{(25-5) \cdot 4,19}{2758,28 - 667,47} = 0,32 \text{ (1,15)}$	$8,1 \frac{(25-5) \cdot 4,19}{2758,28 - 667,47} = 0,325 \text{ (1,15)}$	$8,81 \frac{(25-15) \cdot 4,19}{2758,28 - 667,47} = 0,18 \text{ (0,64)}$	$9,02 \frac{(25-15) \cdot 4,19}{2758,28 - 667,47} = 0,181 \text{ (0,65)}$	
P_{42}	Загальна витрата пари для підігріву сирої води	$D_{c\Sigma}$	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{zod} \right)$	$D'_c + D_c$	$0,66+0,32=0,98 \text{ (3,53)}$	$0,66+0,325=0,99 \text{ (3,55)}$	$0,17+0,18=0,35 \text{ (1,26)}$	$0,17+0,181=0,351 \text{ (1,264)}$	
P_{43}	Кількість конденсата від підігрівачів сирої води, що поступає в деаератор підживлюючої води	$G_{c\Sigma}$	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{zod} \right)$	$D_{c\Sigma}$	$0,98 \text{ (3,53)}$	$0,99 \text{ (3,55)}$	$0,35 \text{ (1,26)}$	$0,351 \text{ (1,264)}$	
P_{44}	Кількість конденсата від підігрівачів мережної води (літній режим) і з виробництва	G_k	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{zod} \right)$	$G_{\delta}^{лем} + G_{номп}$	$0+2,92=2,92 \text{ (10,5)}$	$0+2,92=2,92 \text{ (10,5)}$	$9+2,92=11,92 \text{ (43)}$	$9+2,92=11,92$	
P_{45}	Сумарна вага потоків, що поступають в деаератор підживлюючої води (окрім гріючої пари)	G_{Σ}	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{zod} \right)$	$G_k + G_{xво} + G_{c\Sigma} + D_{np} - D_{вын}$	$2,92+6,63+0,98+0,07-0,02=10,58 \text{ (38)}$	$2,92+6,72+0,99+0,08-0,023=10,69 \text{ (38,5)}$	$11,92+7,34+0,35+0,24-0,04=19,81 \text{ (71,32)}$	$11,92+7,52+0,351+0,26-0,042=19,81 \text{ (72,03)}$	
P_{46}	Температура пом'якшеної води на виході із охолоджувача продувочної води	T_4	$^{\circ}C$	$T_3 + \frac{G'_{np}}{G_{xво}} \left(\frac{i_8}{Cp} - t_{np} \right)$	$25 + \frac{0,41}{6,63} \left(\frac{481,01}{4,19} - 40 \right) = 29,6$	$25 + \frac{0,47}{6,72} \left(\frac{481,01}{4,19} - 40 \right) = 30,23$	$25 + \frac{1,35}{7,34} \left(\frac{481,01}{4,19} - 40 \right) = 38,8$	$25 + \frac{1,49}{7,52} \left(\frac{481,01}{4,19} - 40 \right) = 39,82$	
P_{47}	Температура пом'якшеної води на виході з охолоджувача випару	T_5	$^{\circ}C$	$T_4 + \frac{D_{вын}}{G_{xво} \cdot Cp} (i_4 - i_5)$	$29,6 + \frac{0,02}{4,19 \cdot 6,63} (2684,53 - 437,44) = 31,2$	$30,23 + \frac{0,023}{4,19 \cdot 6,72} (2684,53 - 437,44) = 32,1$	$38,8 + \frac{0,04}{7,34 \cdot 4,19} (2684,53 - 437,44) = 41,7$	$39,82 + \frac{0,042}{7,52 \cdot 4,19} (2684,53 - 437,44) = 42,82$	
P_{48}	Середньозважена температура потоків, що поступають у деаератор підживлюючої води (окрім гріючої пари)	$t_{cp.в.3}$	$^{\circ}C$	$\frac{G_{номп} \cdot \bar{t}_{к.н} + G_{\delta}^{лем} \cdot t_{к.6} + G_{c,\Sigma} \cdot t_{к.е} + G_{xво} \cdot T_5 + D_{np} \cdot i_3 - D_{вын} \cdot i_4}{G_{\Sigma}}$	$\frac{2,92 \cdot 80 + 0 + \frac{0,98}{10,58} \cdot 31,2 + \frac{6,63}{10,58} \cdot 31,2 + \frac{0,07}{10,58 \cdot 4,19} \cdot 2700,46 - \frac{0,02}{10,58 \cdot 4,19} \cdot 2684,53}{10,58} = 59,4$	$\frac{2,92 \cdot 80 + 0 + \frac{0,99}{10,69} \cdot 32,1 + \frac{6,72}{10,69} \cdot 32,1 + \frac{0,08}{10,69 \cdot 4,19} \cdot 2700,46 - \frac{0,023}{10,69 \cdot 4,19} \cdot 2684,53}{10,69} = 60,23$	$\frac{2,92 \cdot 80 + \frac{9}{19,81} \cdot 80 + \frac{0,35}{19,81} \cdot 80 + \frac{7,34}{19,81} \cdot 41,7 + \frac{0,24}{19,81 \cdot 4,19} \cdot 2700,46 - \frac{0,04}{19,81 \cdot 4,19} \cdot 2684,53}{19,81} = 73$	$\frac{2,92 \cdot 80 + \frac{9}{20} \cdot 80 + \frac{0,351}{20} \cdot 80 + \frac{7,52}{20} \cdot 42,82 + \frac{0,26}{20 \cdot 4,19} \cdot 2700,46 - \frac{0,042}{20 \cdot 4,19} \cdot 2684,53}{20} = 73,6$	В зимових режимах $G_{\delta}^{лем} = 0$
P_{49}	Витрата пари на деаерацію підживлюючої води	D_{δ}	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{zod} \right)$	$G_{\Sigma} \cdot \frac{\bar{T} - t_{cp.в.3} \cdot Cp}{i_2 - \bar{T}}$	$10,58 \cdot \frac{437,44 - 59,4 \cdot 4,19}{2758,28 - 437,44} = 0,86 \text{ (3,1)}$	$10,69 \cdot \frac{437,44 - 60,23 \cdot 4,19}{2758,28 - 437,44} = 0,85 \text{ (3,07)}$	$19,81 \cdot \frac{437,44 - 73 \cdot 4,19}{2758,28 - 437,44} = 1,12 \text{ (4,04)}$	$20 \cdot \frac{437,44 - 73,6 \cdot 4,19}{2758,28 - 437,44} = 1,11 \text{ (4,004)}$	
P_{50}	Витрата пари на деаерацію підживлюючої води і на підігрів сирої води, пом'якшеної для живлення котлів	—	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{zod} \right)$	$D_{\delta} + D_c$	$0,86+0,32=1,18 \text{ (4,25)}$	$0,85+0,325=1,175 \text{ (4,23)}$	$1,12+0,18=1,3 \text{ (4,7)}$	$1,11+0,181=1,29 \text{ (4,6)}$	

Продовження таблиці 5.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_{51}	Парове навантаження на котельню без урахування внутрішньо котельних втрат	D'	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{zod} \right)$	$D + (D_0 + D_c)$	$9,59+1,18=10,77$ (38,8)	$10,99+1,75=12,74$ (43,8)	$17,69+1,3=18,99$ (68,4)	$19,4+1,29=20,7$ (74,5)	
P_{52}	Внутрішньокотельні втрати пари	$D_{ном}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{zod} \right)$	$D' \cdot \frac{K_{ном}}{1 - K_{ном}}$	$10,77 \frac{0,02}{1 - 0,02} = 0,22$ (0,79)	$12,17 \frac{0,02}{1 - 0,02} = 0,25$ (0,89)	$18,99 \frac{0,02}{1 - 0,02} = 0,4$ (1,4)	$20,7 \frac{0,02}{1 - 0,02} = 0,42$ (1,52)	
P_{53}	Сумарне парове навантаження на котельню	$D_{сум}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{zod} \right)$	$D' + D_{ном}$	$10,77+0,22=10,99$ (40)	$12,17+0,25=12,42$ (44,7)	$18,99+0,4=19,4$ (70)	$20,7+0,42=21,12$ (76,03)	
P_{54}	Кількість працюючих парових котлів	$N_{к.раб}^n$	шт.	—	—	2 3	—	3 5	Котлы ДКВР-20-13 Котлы ДКВР-10-13
P_{55}	Процент завантаження працюючих парових котлів	$K_{загр}^n$	%	$\frac{D_{сум}}{D_{к.расч}^{макс}} \cdot N_{к.раб}^n \cdot 100$	—	$\frac{12,42 \cdot 100}{7,78 \cdot 2} = 79,8$ $\frac{12,42 \cdot 100}{4,3 \cdot 3} = 96,3$	—	$\frac{21,12 \cdot 100}{7,78 \cdot 3} = 90,5$ $\frac{21,12 \cdot 100}{4,2 \cdot 5} = 98,2$	Котлы ДКВР-20-13 Котлы ДКВР-10-13

См файл стр 127

См файл с 128

Таблиця 5.11 – Вихідні дані для розрахунку теплової схеми котельної з паровими і водогрійними котлами для відкритої системи теплопостачання

№ позиції	Найменування вихідних даних	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункові режими				Примітки	
				Максимальний зимовий	При температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка	При температурі зовнішнього повітря з інтервалом 5°C	Літній		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
U_{01}	Максимальний відпуск теплоти з котельної на опалення і вентиляцію для міст і жилих районів	$Q_{ов.макс}^{жс}$	$\frac{МДж}{с}$	162,94	—	—	—	По даним заповника	
U_{02}	Максимальний відпуск теплоти з котельної на опалення і вентиляцію для промислових підприємств	$Q_{ов.макс}^п$	-----//-----	174,58	—	—	—		
U_{03}	Відпуск теплоти на гаряче водопостачання для міст і жилих районів	$Q_{зв}^{ср.жс}$	-----//-----	40,74	—	—	—		
U_{04}	Відпуск теплоти на гаряче водопостачання для промислових підприємств	$Q_{зв}^{ср.п.}$	-----//-----	23,28	—	—	—		
U_{05}	Відпуск пари виробничим споживачам	$D_{потр}$	кг/с (т/год)	← 5,097 (18,35) →			2,94 (10,6)		
U_{06}	Повернення конденсату від виробничих споживачів	$G_{потр}$	кг/с (т/год)	← 3,014 (10,85) →			1,519 (5,47)		
U_{07}	Температура конденсату, що повертається з виробництва	$t_{к.п.}$	°C	← 80 →					
U_{08}	Тиск пари, що відпускається виробничим споживачам на виході з котельної	P_2	МПа	← 0,7 →					
U_{09}	Вид палива			← мазут →					
U_{10}	Витрата пари на мазутне господарство	$D_{маз}$	кг/с (т/год)	← 3,89 (14) →					З розрахунків
U_{11}	Тиск пари, що відпускається на мазутне господарство на виході з котельної	P_2	МПа	← 0,7 →					
U_{12}	Максимальна температура прямої мережної води	t_{1max}	°C	150	—	—	—		По даним замовника

Продовження таблиці 5.11

1	2	3	4	5	6	7	8	9
U_{13}	Мінімальна температура прямої мережної води в точці зламу температурного графіка мережної води	$t_{1изл}$	$^{\circ}C$	—	70	—	—	
U_{14}	Максимальна температура зворотної мережної води	$t_{2,мах}$	$^{\circ}C$	70	—	—	—	По даним замовника
U_{15}	Розрахункова температура зовнішнього повітря	$t_{н.р.}$	$^{\circ}C$	- 20	—	—	—	Згідноо [3]
U_{16}	Температура повітря всередині опалювальних будівель	$t_{вн}$	$^{\circ}C$	←	18	→		Згідно[2]
U_{17}	Температура деаерованої води після деаераторів	T	$^{\circ}C$	←	104,2	→		З таблиць [9] при тиску 1,2 МПа
U_{18}	Ентальпія деаерованої води	\bar{T}	$\frac{кДж}{кг}$	←	437,44	→		
U_{19}	Температура підживлюючої води	T'_2	$^{\circ}C$		70			
U_{20}	Температура сирій води на вході до котельної	T_1	$^{\circ}C$	←	5	→	15	Згідно[12]
U_{21}	Температура сирій води перед хімоводоочисткою	T_3	$^{\circ}C$	←	25	→		
U_{22}	Температура пом'якшеної води перед деаератором підживлюючої води	T'_6	$^{\circ}C$	←	94	→		
U_{23}	Розрахункова температура гарячої води в місцевій системі гарячого водопостачання	$t_{2в}$	$^{\circ}C$	←	70	→		По даним замовника
U_{24}	Питомий об'єм води в системі теплостачання в т на 1 МВт сумарного відпуску тепла на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання міст і житлих районів	$q_{сист}^{ж}$	$\frac{т}{МВт}$	←	42,9	→		ПО [5]
U_{25}	Питомий об'єм води в системі теплостачання в т. На 1 МВт сумарного відпуску тепла на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання промислових підприємств	$q_{сист}^n$	$\frac{т}{МВт}$	←	30,0	→		
U_{26}	Коефіцієнт зниження витоків в системі теплостачання	$K_{ут}$	—	←	1	→	0,5	
U_{27}	Величина безперервної продувки	Π	%	←	3,5	→	7	Приймається з розрахунків хімоводоочистки
U_{28}	Питомі втрати пари з деаераторів в кг на 1т. деаерованої води	$d_{вип}$	$\frac{кг}{т}$	←	2,0	→		Приймається з розрахунків ЦКТИ
U_{29}	Коефіцієнт власних потреб хімоводоочистки	$k_{хво}^{сн}$	—	←	1,2	→		Приймається з розрахунків хімоводоочистки
U_{30}	Коефіцієнт внутрішньокотельних втрат пари	$k_{ном}$	—	←	0,2	→		

Продовження таблиці 5.11

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Параметри пари, що виробляється котлами (до редуційної установки)							
U_{31}	тиск	P_1	МПа	←	1,4	→		3 таблиць [9]
U_{32}	температура	τ_1	°C	←	194,1	→		
U_{33}	ентальпія	i_1	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	←	2791,38	→		
	Параметри пари після редуційної установки							
U_{34}	тиск	P_2	МПа	←	0,7	→		3 таблиць [9]
U_{35}	температура	τ_2	°C	←	164,2	→		
U_{36}	ентальпія	i_2	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	←	2764,98	→		
	Параметри пари, що утворюється в сепараторі безперервної продукції							
U_{37}	тиск	P_3	МПа	←	0,17	→		3 таблиць [9]
U_{38}	температура	τ_3	°C	←	114,6	→		
U_{39}	ентальпія	i_3	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	←	2702,13	→		
	Параметри пари, що поступає в охолоджувач випару з деаератора							
U_{40}	тиск	P_4	МПа	←	0,12	→		3 таблиць [9]
U_{41}	температура	τ_4	°C	←	104,2	→		
U_{42}	ентальпія	i_4	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	←	2684	→		
	Параметри конденсата після охолодження випару							
U_{43}	тиск	P_4	МПа	←	0,12	→		3 таблиць [9]
U_{44}	температура	τ_4	°C	←	104,2	→		
U_{45}	ентальпія	i_5	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	←	437,44	→		

Продовження таблиці 5.11

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Параметри продувочної води на вході в сепаратор безперервної продувки							
U_{46}	тиск	P_1	МПа	←	1,4	→		3 таблиць [9]
U_{47}	температура	τ_1	°C	←	194,1	→		3 таблиць [9]
U_{48}	ентальпія	i_7	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	←	826,69	→		
	Параметри продув очної води на виході з сепаратора безперервної продувки							
U_{49}	тиск	P_3	МПа	←	0,17	→		3 таблиць [9]
U_{50}	температура	τ_3	°C	←	114,6	→		
U_{51}	ентальпія	i_8	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	←	481,01	→		
U_{52}	Температура продувочної води після охолоджувача продув очної води	t_{np}	°C	←	40	→		
U_{53}	Температура зворотної води на вході в водогрійний котел	$t_{в.кв.}$	°C	←	70	→		
U_{54}	Номинальна теплопродуктивність одного водогрійного котла	$Q_k^{ном}$	МВт	←	116	→		По даним заводу-виробника
U_{55}	Мінімальна витрата води через водогрійний котел при літньому режимі	$G_{в.к.}^{лет}$	кг/с (м/год)	—	—	—	222,2 (800)	

Таблиця 5.12 – Приклад розрахунку теплової схеми котельної з паровими і водогрійними котлами для відкритої системи тепlopостачання

А Водогрійна частина котельної

№ позиції	Найменування	Позначення	Одиниці виміру	Розрахункові формули	Розрахункові режими						Примітки	
				Для зимового режиму	Максимальний зимовий	При температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка	При температурі зовнішнього повітря, °C					Літній
				Для літнього режиму			-15	-10	-5	±0		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P_{01}	Температура зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіку мережної води	$t_{н.изл}$	°C	$t_{вн} - 0,354 \cdot (t_{вн} - t_{пр})$	—	$18 - 0,354 \times (18 - (-20)) = 4,6$	—	—	—	—	—	
P_{02}	Коефіцієнт зниження витрат на опалення, вентиляцію в залежності від температури зовнішнього повітря	$K_{ов}$	—	$\frac{t_{вн} - t_{н.изл}}{t_{вн} - t_{пр}}$	1	0,354	0,87	0,737	0,605	0,474	—	
P_{03}	Розрахунковий відпуск теплоти на опалення і вентиляцію	$Q_{ов}$	$\frac{МДж}{с}$	$(Q_{ов.макс}^{э} + Q_{ов.макс}^n) \cdot K_{ов}$	$(162,94 + 174,58) \times 1 = 337,52$	$337,52 \times 0,354 = 119,48$	293,64	248,75	204,19	159,98	—	
P_{04}	Значення коефіцієнта $K_{ов}$ у ступені 0,8	$K_{ов}^{0,8}$	—	—	1	0,436	0,895	0,783	0,669	0,55	—	
P_{05}	Температура прямої мережної води на виході з котельної	t_1	°C	$18 + 64,5 \cdot K_{ов}^{0,8} + 67,5 \cdot K_{ов}$	150	70	134,2	118,2	101,9	85,4	70	
P_{06}	Температура зворотної мережної води на вході в котельню	t_2	°C	$t_1 - 80 \cdot K_{ов}$	70	$70 - 80 \times 0,354 = 41,7$	64,8	59,3	53,6	47,6	41,7	

Продовження таблиці 5.12

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P ₀₇	Розрахункова витрата мережної води на гаряче водопостачання	G _{зв}	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$\frac{(Q_{зв}^{cp.жк} + Q_{зв}^{cp.n}) \cdot 10^3}{(t_{зв} - T_{I зум}) \cdot Cp}$	$\frac{(40,74 + 23,28) \cdot 10^{-3}}{(70 - 5) \cdot 4,19} = 235,04 \text{ (846)}$	235,04 (846)	235,04 (846)	235,04 (846)	235,04 (846)	235,04 (846)	235,04 (846)	
P ₀₈	Розрахункова витрата мережної води	G _{сет}	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$\frac{Q_{ов, макс} \cdot 10^3}{(t_{1, макс} - t_{2, макс}) \cdot Cp} + G_{z, в} \cdot \frac{t_{z, в} - t_2}{t_1 - t_2}$ G _{z, в}	$\frac{337,52 \cdot 10^3}{(150 - 70) \cdot 4,19} + 235,04 \times \frac{70 - 70}{150 - 70} = 1006,92 \text{ (3630)}$	1241,96 (4471)	1024,53 (3688)	1049,62 (3779)	1086,73 (3912)	1146,2 (4126)	235,04 (846)	
P ₀₉	Витрата підживлюючої води на заповнення витоків в тепломережі	G _{ум}	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$\frac{0,5}{100} \cdot [(Q_{ов, макс}^{жк} + Q_{зв}^{cp.жк}) \cdot g_{сист}^{жк} + (Q_{ов, макс}^n + Q_{зв}^{cp.n}) \cdot g_{сист}^n] \cdot \frac{K_{ум}}{3600}$	$\frac{0,5}{100} [(162,94 + 40,74) \times 42959,43 + (174,58 + 23,28) \cdot 30071,59] \times \frac{1}{3600} = 20,42 \text{ (74)}$	20,42 (74)	20,42 (74)	20,42 (74)	20,42 (74)	20,42 (74)	20,42x0,5=10,21 (37)	
P ₁₀	Витрата підживлюючої води	G _{сп подп}	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	G _{z, в} + G _{ум}	235,04+20,42=255,46 (920)	255,46 (920)	255,46 (920)	255,46 (920)	255,46 (920)	255,46 (920)	235,04+10,21=245,25 (883)	Використовується в розрахунку парової частини котельної (P ₂₈ - P ₃₆ .)
P ₁₁	Кількість зворотної мережної води	G _{обр}	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	G _{сет} - G _{сп подп}	1006,92-255,46=751,46 (2705)	986,5 (3551)	769,07 (2769)	794,16 (2859)	831,27 (2993)	890,74 (3207)	—	
P ₁₂	Витрата тепла на підігрів сирової води перед водопідготовкою	Q _c	$\frac{МДж}{c}$	G _{св.Σ} · (T ₃ - T ₁) · 10 ⁻³ · Cp	314,28x(25-5) × 10 ⁻³ × 4,19=26,34	26,34	26,34	26,34	26,34	26,34	301,51x(25-15)x10 ⁻³ x4,19=12,63	G _{св.Σ} , див розрах. парової частини (P ₄₃)

Продовження таблиці 5.12

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P ₁₃	Витрата тепла на підігрів пом'якшеної води, що поступає до деаератора підживлюючої води	Q_y	$\frac{\text{МДж}}{c}$	$G'_{x.g.o} (T'_5 - T'_4) \cdot 10^{-3} \cdot Cp$	$250 \times (92,9 - 59,95) \times 10^3 \times 4,19 = 34,52$	34,52	34,52	34,52	34,52	34,52	$240 \times (92,9 - 59,95) \times 10^3 \times 4,19 = 33,13$	див. розрахунок парової частини P ₃₀ T' ₄ и T' ₅ P ₃₂ , P ₃₃
P ₁₄	Загальна витрата тепла на підігрів сирової води і пом'якшеної води, що поступає до деаератора підживлюючої води	$Q_{c.y.}$	$\frac{\text{МДж}}{c}$	$Q_c + Q_y$	$26,34 + 34,52 = 60,89$	60,89	60,89	60,89	60,89	60,89	$12,63 + 33,13 = 45,76$	
P ₁₅	Сумарний відпуск тепла водогрійними котлами	Q_m	$\frac{\text{МДж}}{c}$	$Q_{o.g} + Q_{c.y.}$	$337,52 + 60,89 = 398,41$	180,37	354,53	309,64	265,08	220,87	45,76	
P ₁₆	Кількість працюючих водогрійних котлів (з округленням до найближчого більшого цілого)	$N_{к.р.}^g$	шт.	$\frac{Q_m}{Q_{ном}}$	$\frac{398,41}{116,39} = 3,42 \approx 4$	$\frac{180,37}{116,39} = 1,55 \approx 2$	4	4	3	3	1	
P ₁₇	Процент завантаження працюючих водогрійних котлів	$K_{завр}^g$	%	$\frac{Q_m}{N_{к.р.}^g \cdot Q_{ном}} \cdot 100$	$\frac{398,41 \cdot 100}{4 \cdot 116,39} = 85,6$	77,49	76,2	66,5	75,9	63,3	39,32	
P ₁₈	Кількість відключених водогрійних котлів	$N_{к.о.}^g$	шт.	$N_{к.р.}^g (\text{режим I}) - N_{к.р.}^B$	$4 - 4 = 0$	$4 - 2 = 2$	0	0	1	1	$4 - 1 = 3$	
P ₁₉	Кількість води, яка пропускається через один водогрійний котел	$G_{в.к.}$	$\frac{\text{кг}}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$\frac{Q_m \cdot 10^3}{c_p (t_{1\max} - t_{2\max}) \cdot N_{к.р.}^g}$ $G_{в.к.}^{\text{лет}}$	$\frac{398,41 \cdot 10^3}{(150 - 70) \cdot 4,19 \cdot 4} = 297,14$ (1070)	297,14 (1070)	297,14 (1070)	297,14 (1070)	297,14 (1070)	297,14 (1070)	222,2 (800)	

Продовження таблиці 5.12

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P_{20}	Кількість води, яка пропускається через працюючі водогрійні котли	$G_{в.к.Σ}$	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$N_{к.р}^6 \cdot G_{в.к}$ $G_{в.к}^{лет}$	$4 \times 297,14 = 1188,6$ (4279)	594,3 (2140)	1188,6 (4279)	1188,6 (4279)	891,42 (3210)	891,42 (3210)	222,2 (800)	
P_{21}	Кількість води, яка пропускається через нерегульований перепуск	$G_{н.п.}$	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$N_{к.о}^6 \cdot G_{в.к} + G_{з.в} \cdot \frac{t_{з.в} - t_2}{t_1 - t_2}$	$0 \cdot 297,14 + 235,04 \times$ $\times \frac{70 - 70}{150 - 70} = 0$	892,32 (2986)	17,61 (63,4)	42,7 (154)	376,95 (1357)	436,42 (1571)	0	
P_{22}	Температура мережної води на виході з водогрійних котлів	$t_{вк1}$	$^{\circ}C$	$t_{вк.2} + \frac{Q_m \cdot 10^3}{G_{в.к.Σ} \cdot C_p}$	$70 + \frac{398,41 \cdot 10^3}{1188,6 \cdot 4,19} =$ $= 150$	142,4	141,2	132,2	142,7	129,1	119,2	
P_{23}	Витрата гріючої води на підігрів сирової води перед водопідготовкою	G_c	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$\frac{Q_c \cdot 10^3}{C_p \cdot (t_{вк1} - t_{з.в})}$	$\frac{26,34 \cdot 10^3}{(150 - 70) \cdot 4,19} =$ $= 78,6$ (283)	86,8 (313)	88,3 (318)	101,1 (364)	86,5 (311)	106,4 (383)	$\frac{1263 \cdot 10}{(1192 - 70)}$ $= 61,3$ (221)	
P_{24}	Витрата гріючої води на підігрів пом'якшеної води, яка поступає до деаератора підживлюючої води	G_y	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$\frac{Q_y \cdot 10^3}{(t_{вк1} - t_{з.в}) \cdot C_p}$	$\frac{34,52 \cdot 10^3}{(150 - 70) \cdot 4,19} = 102,9$ (371)	113,8 (410)	115,7 (417)	132,5 (477)	113,3 (408)	139,4 (502)	$\frac{3313 \cdot 10}{(1192 - 70)}$ $= 161$ (579)	
P_{25}	Температура зворотної мережної води перед мережними насосами	t_3	$^{\circ}C$	$\frac{t_2 \cdot G_{сст.одр.} + T' \cdot G_{подн}^{сп} + \frac{t_{з.в} \cdot (G_c + G_y)}{G_{сст.} + G_c + G_y}}{G_{в.к.Σ} + G_c + G_y}$ $t_{з.в}$	$\frac{70 \cdot 751,46 + 70 \cdot 255,46}{1006,92 + 78,6 + 102,98} +$ $\frac{70(78,6 + 102,98)}{1006,92 + 78,6 + 102,98} = 70$	50,6	6,7	63,4	59,4	55,7	70	
P_{26}	Кількість води на рециркуляцію	$G_{рц}$	$\frac{\kappa z}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$G_{в.к.Σ} \cdot \frac{t_{вк2} - t_3}{t_{вк1} - t_3}$	$1188,6 \cdot \frac{70 - 70}{150 - 70} = 0$	125,6 (452)	52,65 (190)	114,02 (410,5)	113,43 (408)	173,7 (625)	0	

Продовження таблиці 5.12

Б Парова частина котельної

№ позиції	Найменування	Позначення	Один. виміру	Розрахункові формули	Розрахункові режими				Примітки
				Попереднє значення	Зимовий		Літній		
					Уточнене значення	Попереднє значення	Уточнене значення	Попереднє значення	
1	2	3	4	5	7	8	9	10	11
P_{27}	Відпуск пари виробничим споживачам	$D_{порт}$	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$D_{техн} + D_{з.в}$	5,097 (18,35)		2,94 (10,6)		U_{05}
P_{28}	Випар з деаератора підживлюючої води	$D'_{вип}$	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$d_{вип} \cdot G'_{подп.}$	$0,002 \times 255,46 = 0,511 (1,84)$		$0,002 \times 245,25 = 0,491 (1,77)$		
P_{29}	Витрата пари на деаератор підживлюючої води	D'_0	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$\frac{G'_{подп.}(\bar{T} - C_p \cdot T'_6) + D'_{вип}(i_4 - T'_6 \cdot C_p)}{(i - T'_6 \cdot C_p)}$	$\frac{255,46 \cdot (437,44 - 4,19 \cdot 94) + 0,511(2684,53 - (2764,98 - 94 \cdot 4,19))}{-94 \cdot 4,19} = 5,19 (18,7)$		$\frac{245,25(437,44 - 4,19 \cdot 94) + 0,491 \times (2764,98 - 94 \cdot 4,19)}{\times (2684,53 - 94 \cdot 4,19)} = 4,98 (17,93)$		
P_{30}	Витрата пом'якшеної води, що поступає до деаератора підживлюючої води	$G'_{хво}$	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$G'_{подп.} + D'_{вип} - D'_0$	$255,46 + 0,511 - 5,19 = 249,76 \approx 250 (900)$		$245,25 + 0,491 - 498 = 239,79 \approx 240 (864)$		P_{13}
P_{31}	Витрата сирій води відповідно витраті $G'_{хво}$	$G'_{с.в.}$	$\frac{кг}{с} \left(\frac{м}{год} \right)$	$K_{хво}^{сн} \cdot G'_{хво}$	$1,2 \times 250 = 300 (1080)$		$1,2 \times 240 = 288 (1035)$		
P_{32}	Температура пом'якшеної води за охолоджувачем деаерованої води	T'_4	$^{\circ}C$	$T_3 + \frac{G'_{подп.}}{G'_{хво}}(T - T')$	$25 + \frac{255,46}{250}(104,2 - 70) = 59,95$		$25 + \frac{245,25}{240}(104,2 - 70) = 59,95$		
P_{33}	Температура пом'якшеної води перед охолоджувачем випару до деаератора підживлюючої води	T'_5	$^{\circ}C$	$T'_6 - \frac{D'_{вип}}{G'_{хво} \cdot C_p}(i_4 - i_5)$	$94 - \frac{0,511}{250 \cdot 4,19}(2684,53 - 437,44) = 92,9$		$94 - \frac{0,491}{240 \cdot 4,19}(2684,53 - 437,44) = 92$		

Продовження таблиці 5.12

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_{34}	Парове навантаження на котельню за вирахуванням витрати пари на деаерацію живильної води, також без урахування внутрішньокотельних втрат	D	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$D_{\text{номр}} + D'_0 + D_{\text{маз}}$	5,097+5,19+3,89=14,18 (51)		2,94+4,98+3,89=11,81 (43)		
P_{35}	Внутрішньокотельні втрати пари	$D_{\text{ном}}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$K_{\text{ном}} \cdot D$ $K_{\text{ном}} \cdot D_{\text{сум}}$	0,02×14,18=0,28 (1,01)	0,02×16,21=0,32 (1,17)	0,02×11,81=0,24 (0,86)	0,02×13,54=0,27 (0,97)	
P_{36}	Кількість продувочної води, яка поступає в сепаратор безперервної продувки	$G_{\text{пр}}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$\frac{\Pi}{100} \cdot D$ $\frac{\Pi}{100} \cdot D_{\text{сум}}$	$\frac{3,5}{100} \cdot 14,18 = 0,5$ (1,8)	$\frac{3,5}{100} \cdot 16,21 = 0,57$ (2,04)	$\frac{7}{100} \cdot 11,81 = 0,83$ (3,0)	$\frac{7}{100} \cdot 13,54 = 0,95$ (3,4)	
P_{37}	Кількість пари на виході з сепаратора безперервної продувки	$D_{\text{пр}}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$0,148 \cdot G_{\text{пр}}$ $\frac{i_7 - i_8}{i_3 - i_8} \cdot G_{\text{пр}}$	0,148×0,5=0,074 (0,27)	$\frac{826,69 - 481,01}{2702,13 - 481,01} \times 0,57 = 0,089$ (0,32)	0,148×0,83=0,123 (0,44)	$\frac{826,69 - 481,01}{2702,13 - 481,01} \times 0,95 = 0,148$ (0,53)	
P_{38}	Кількість продувочної води на виході з сепаратора безперервної продувки	$G'_{\text{пр}}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$G_{\text{пр}} - D_{\text{пр}}$	0,5 - 0,074 = 0,426 (1,53)	0,57 - 0,089 = 0,481 (1,73)	0,83 - 0,123 = 0,707 (2,55)	0,95 - 0,148 = 0,802 (3)	
P_{39}	Кількість води на живлення котлів(на виході з деаератора живильної води)	$G_{\text{нут}}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$D + G_{\text{пр}}$ $D_{\text{сум}} + G_{\text{пр}}$	14,18 + 0,5 = 14,68 (52,85)	16,21 + 0,57 = 16,78 (60,4)	11,81 + 0,83 = 12,64 (45,5)	13,54 + 0,95 = 14,5 (52,2)	
P_{40}	Випар з деаератора живильної води	$D_{\text{вып}}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{\text{год}} \right)$	$d_{\text{вып}} \cdot G_{\text{нут}}$	0,002×14,68 = 0,029 (0,1)	0,002×16,78 = 0,034 (0,12)	0,002×12,64=0,025 (0,09)	0,002×15,5=0,029 (0,104)	

Продовження таблиці 5.12

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_{41}	Кількість пом'якшеної води, що поступає в деаератор живильної води	$G_{xво}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{\rho_{од}} \right)$	$(D_{номр} - G_{номр}) + G'_{np} + D_{ном} + D_{вин} + D'_d + D_{маз}$	$(5,097-3,014)+0,426+0,28+0,029+5,19+3,89=11,9 (42,84)$	$(5,097-3,014)+0,481+0,32+0,034+5,19+3,89=12 (43,2)$	$(2,94-1,519)+0,707+0,24+0,025+4,98+3,89=11,26 (40,54)$	$(2,94-1,519)+0,802+0,27+0,029+4,98+3,89=11,4 (41)$	
P_{42}	Кількість сирієї води, що відповідає витраті $G_{xво}$	$G_{c.в}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{\rho_{од}} \right)$	$K_{xво}^{сн.} \cdot G_{xво}$	$1,2 \times 11,9 = 14,28 (51,41)$	$1,2 \times 12 = 14,4 (51,84)$	$1,2 \times 11,26 = 13,51 (48,64)$	$1,2 \times 11,4 = 13,68 (49,2)$	
P_{43}	Загальна кількість сирієї води, яка поступає на хімводоочистку	$G_{c.в\Sigma}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{\rho_{од}} \right)$	$G'_{c.в} + G_{c.в}$	$300+14,28=314,28 (1131,4)$	$300+14,4=314,4 (1132)$	$288+13,51=301,51 (1085,4)$	$288+13,68=301,68 (1086)$	Уточнене значення використовується в розрахунку водогазійної частини (P_{12})
P_{44}	Температура пом'якшеної води на виході із охолоджувача продувочної води	T_4	$^{\circ}C$	$T_3 + \frac{G'_{np}}{G_{xво}} \left(\frac{i_8}{Cp} - t_{np} \right)$	$25 + \frac{0,426}{11,9} \left(\frac{481,012}{4,19} - 40 \right) = 27,7$	$25 + \frac{0,481}{12} \left(\frac{481,01}{4,19} - 40 \right) = 28$	$25 + \frac{0,707}{11,26} \left(\frac{481,012}{4,19} - 40 \right) = 29,7$	$25 + \frac{0,802}{11,4} \left(\frac{481,01}{4,19} - 40 \right) = 30,3$	
P_{45}	Температура пом'якшеної води що поступає в деаератор живильної води з охолоджувача випару	T_5	$^{\circ}C$	$T_4 + \frac{D_{вин}}{G_{xво} \cdot Cp} (i_4 - i_5)$	$27,7 + \frac{0,029}{11,9 \cdot 4,19} \times (2684,53 - 437,44) = 29$	$28 + \frac{0,034}{12 \cdot 4,19} \times (2684,53 - 437,44) = 29,52$	$29,7 + \frac{0,025}{11,26 \cdot 4,19} \times (2684,53 - 437,44) = 30,9$	$30,3 + \frac{0,029}{11,4 \cdot 4,19} \times (2684,53 - 437,44) = 31,66$	
P_{46}	Сумарна вага потоків, що поступають в деаератор живильної води (окрім гріючої пари)	G_{Σ}	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{\rho_{од}} \right)$	$G_{номр} + G_{xво} + D_{np} - D_{вин}$	$3,014+11,9+0,074-0,029=14,96 (53,86)$	$3,014+12+0,089-0,034=15,07 (54,25)$	$1,519+11,26+0,123-0,025=12,88 (46,4)$	$1,519+11,4+0,148-0,029=13,04 (47)$	
P_{47}	Середньозважена температура потоків, що поступають у деаератор підживлюючої води (окрім гріючої пари)	$t_{cp.в.з}$	$^{\circ}C$	$\frac{G_{номр}}{G_{\Sigma}} \cdot \bar{t}_{к.п} + \frac{G_{xво}}{G_{\Sigma}} \cdot T_5 + \frac{D_{np}}{G_{\Sigma} \cdot Cp} \cdot i_3 - \frac{D_{вин}}{G_{\Sigma} \cdot Cp} \cdot i_4$	$\frac{3,014}{14,96} \cdot 80 + \frac{11,9}{14,96} \cdot 29 + \frac{0,074}{14,96 \cdot 4,19} \cdot 2702,13 - \frac{0,029}{14,96 \cdot 4,19} \cdot 2684,53 = 41,13$	$\frac{3,014}{15,07} \cdot 80 + \frac{12}{15,07} \cdot 29,52 + \frac{0,089}{15,07 \cdot 4,19} \cdot 2702,13 - \frac{0,034}{15,07 \cdot 4,19} \cdot 2684,53 = 42$	$\frac{1,519}{12,88} \cdot 80 + \frac{11,26}{12,88} \cdot 30,9 + \frac{0,123}{12,88 \cdot 4,19} \cdot 2702,13 - \frac{0,025}{12,88 \cdot 4,19} \cdot 2684,53 = 41,36$	$\frac{1,519}{13,04} \cdot 80 + \frac{11,4}{13,04} \cdot 31,66 + \frac{0,148}{13,04 \cdot 4,19} \cdot 2702,13 - \frac{0,029}{13,04 \cdot 4,19} \cdot 2684,53 = 43$	

Продовження таблиці 5.12

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_{48}	Витрата пари на деаерацію живильної води	D_{∂}	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{год} \right)$	$G_{\Sigma} \cdot \frac{\bar{T} - t_{cp.63} \cdot Cp}{i_2 - \bar{T}}$	$14,98 \cdot \frac{437,44 - 411,3 \cdot 4,19}{2764,98 - 437,44} = 1,71 (6,2)$	$5,07 \cdot \frac{437,44 - 42 \cdot 4,19}{2764,98 - 437,44} = 1,69 (6,09)$	$12,88 \cdot \frac{437,44 - 41,36 \cdot 4,19}{2764,98 - 437,44} = 1,46 (5,3)$	$13,04 \cdot \frac{437,44 - 43 \cdot 4,19}{2764,98 - 437,44} = 1,44 (5,2)$	
P_{49}	Парове навантаження на котельню без урахування внутрішньокотельних втрат	D'	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{год} \right)$	$D + D_{\partial}$	$14,18 + 1,71 = 15,89 (57,2)$	$14,18 + 1,69 = 15,87 (57,13)$	$11,81 + 1,46 = 13,27 (47,8)$	$11,81 + 1,44 = 13,25 (47,7)$	
P_{50}	Внутрішньокотельні втрати пари	$D_{ном}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{год} \right)$	$D' \cdot \frac{K_{ном}}{1 - K_{ном}}$	$15,89 \cdot \frac{0,02}{1 - 0,02} = 0,324 (1,16)$	$15,87 \cdot \frac{0,02}{1 - 0,02} = 0,324 (1,16)$	$13,27 \cdot \frac{0,02}{1 - 0,02} = 0,27 (0,97)$	$13,25 \cdot \frac{0,02}{1 - 0,02} = 0,27 (0,97)$	
P_{51}	Сумарне парове навантаження на котельню	$D_{сум}$	$\frac{K_2}{c} \left(\frac{m}{год} \right)$	$D' + D_{ном}$	$15,89 + 0,324 = 16,21 (58,4)$	$15,87 + 0,324 = 16,19$	$13,27 + 0,27 = 13,54 (48,7)$	$13,25 + 0,27 = 13,52$	
P_{52}	Кількість працюючих парових котлів	$N_{к.раб}^n$	шт.	—	—	3	—	2	Варіант 1 (Котли ДКВР 20-13)
5						—	4	Варіант 2 (Котли ДКВР 10-13)	
P_{53}	Процент завантаження працюючих парових котлів	$K_{загр}^n$	%	$\frac{D_{сум}}{D_{к.расч} \cdot N_{к.раб}^n} \cdot 100$	-	$\frac{16,19 \cdot 100}{7,76 \cdot 3} = 75,6$	-	$\frac{13,52 \cdot 100}{7,76 \cdot 2} = 87,1$	Варіант 1 (Котли ДКВР 20-13)
						$\frac{16,19 \cdot 100}{4,3 \cdot 5} = 75,3$		$\frac{13,52 \cdot 100}{4,3 \cdot 4} = 78,6$	Варіант 2 (Котли ДКВР 10-13)

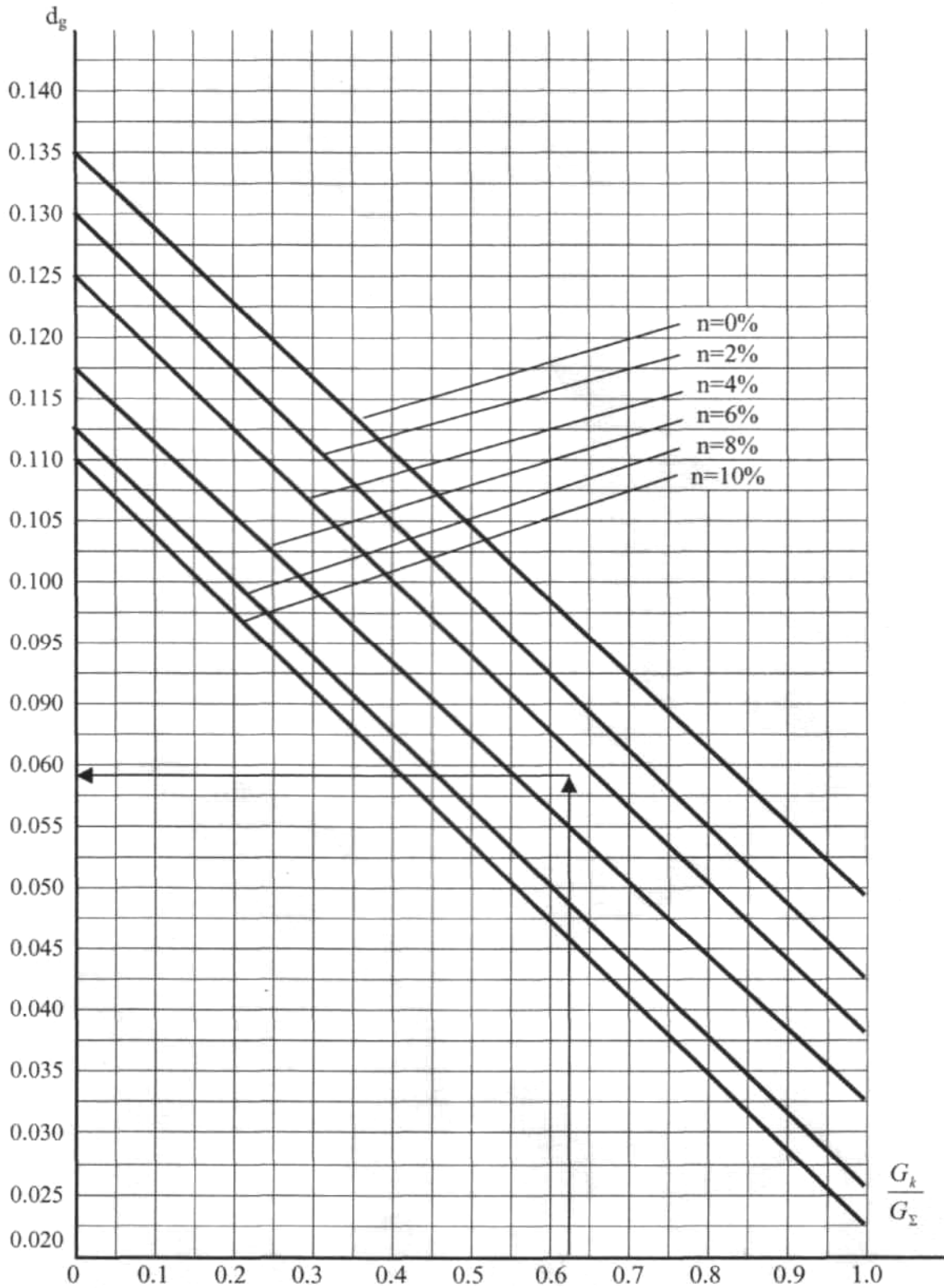
Контрольні питання до розділу 5

1. Класифікація джерел теплопостачання.
2. Основні принципи побудови теплових схем джерел теплопостачання. Приклади.
3. Вихідні дані для вибору типу теплової схеми і її розрахунку.
4. Стадії проектування. Зміст технічного проекту і його частин.
5. Теплова схема парової котельної. Її структура і основне устаткування для різних систем теплопостачання.
6. Теплова схема водогрійної котельної. Її структура і основне устаткування для різних систем теплопостачання.
7. Теплова схема паро-водогрійної котельної. Її структура і основне устаткування для різних систем теплопостачання.
8. Схема відпуску теплоти від ТЕЦ. Характеристика основного і допоміжного устаткування. Параметри теплоносіїв в характерних точках теплової схеми.
9. Розрахункові режими роботи станцій теплопостачання.
10. Розрахунок кількості сирої води для водогрійних котельних, що працюють на закриті і відкриті теплові мережі.
11. Визначення витрати води по контуру рециркуляції і перепуску.
12. Визначення розрахункової витрати води в теплових мережах і через водогрійні котли при різних режимах роботи.
13. Розрахунок витрати хімічованої води на заповнення витоків в тепловій мережі.
14. Розрахунок і вибір теплообмінних апаратів в теплових схемах водогрійних котельних.
15. Розрахунок втрат теплоти з продувочною водою в парових котельних.
16. Розрахунок кількості пари вторинного скипання в сепараторі безперервного продування.
17. Розрахунок кількості теплоти, що втрачається з випаром в атмосферному деаераторі.
18. Розрахунок втрат теплоти з випаром у вакуумному деаераторі.
19. Розрахунок температури хімічованої води на виході з охолоджувача продувочної води.
20. Розрахунок температури хімічованої води на виході з охолоджувача випара.
21. Розрахунок витрати гріючого теплоносія на підігрівач сирої води в паровій і водогрійній котельних.
22. Розрахунок витрати гріючого теплоносія на деаератор в паровій котельні.
23. Розрахунок кількості сирої води для парових котельних.

ДОДАТКИ

до розділу 5

ДОДАТОК 5-А



Частка конденсату в сумарній вазі потоків, що поступають в деаератор (крім гріючої пари)
 n - відсоток безперервної продувки..

Рис. *a* – Питома витрата пари на деаератор живильної води для закритої системи теплопостачання

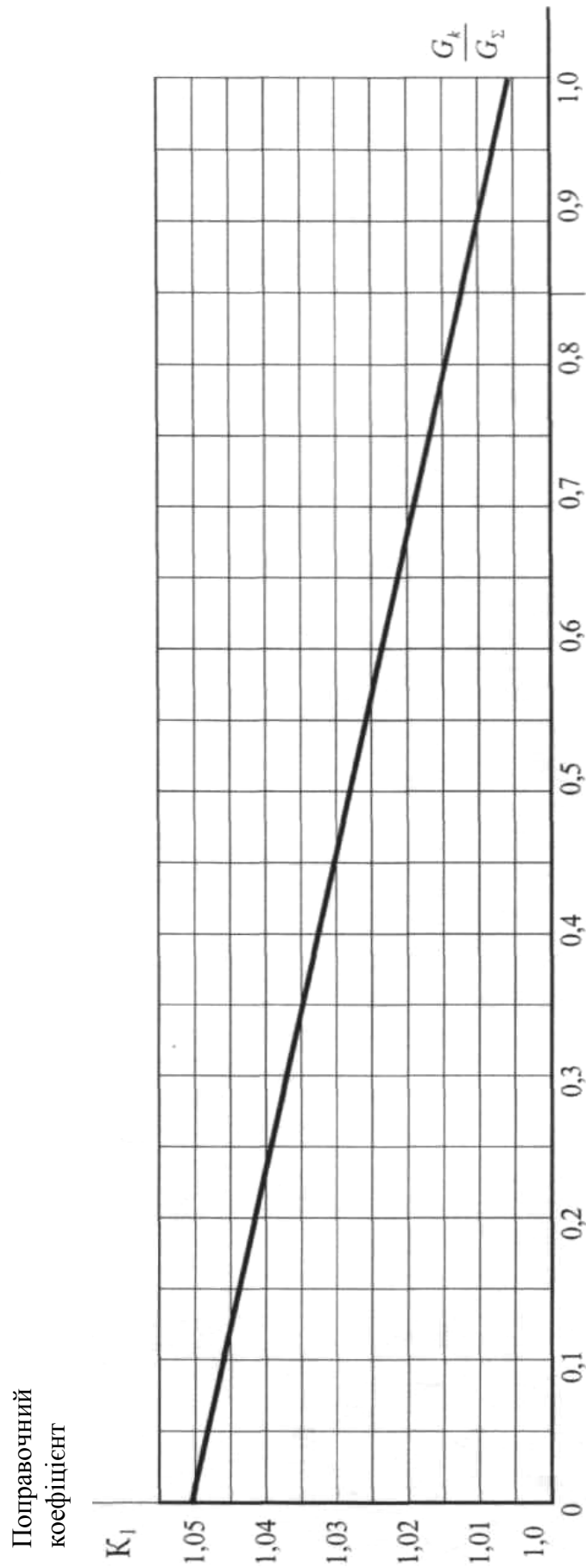


Рис.6 – Поправка на підвищення температури сирої води в літньому режимі

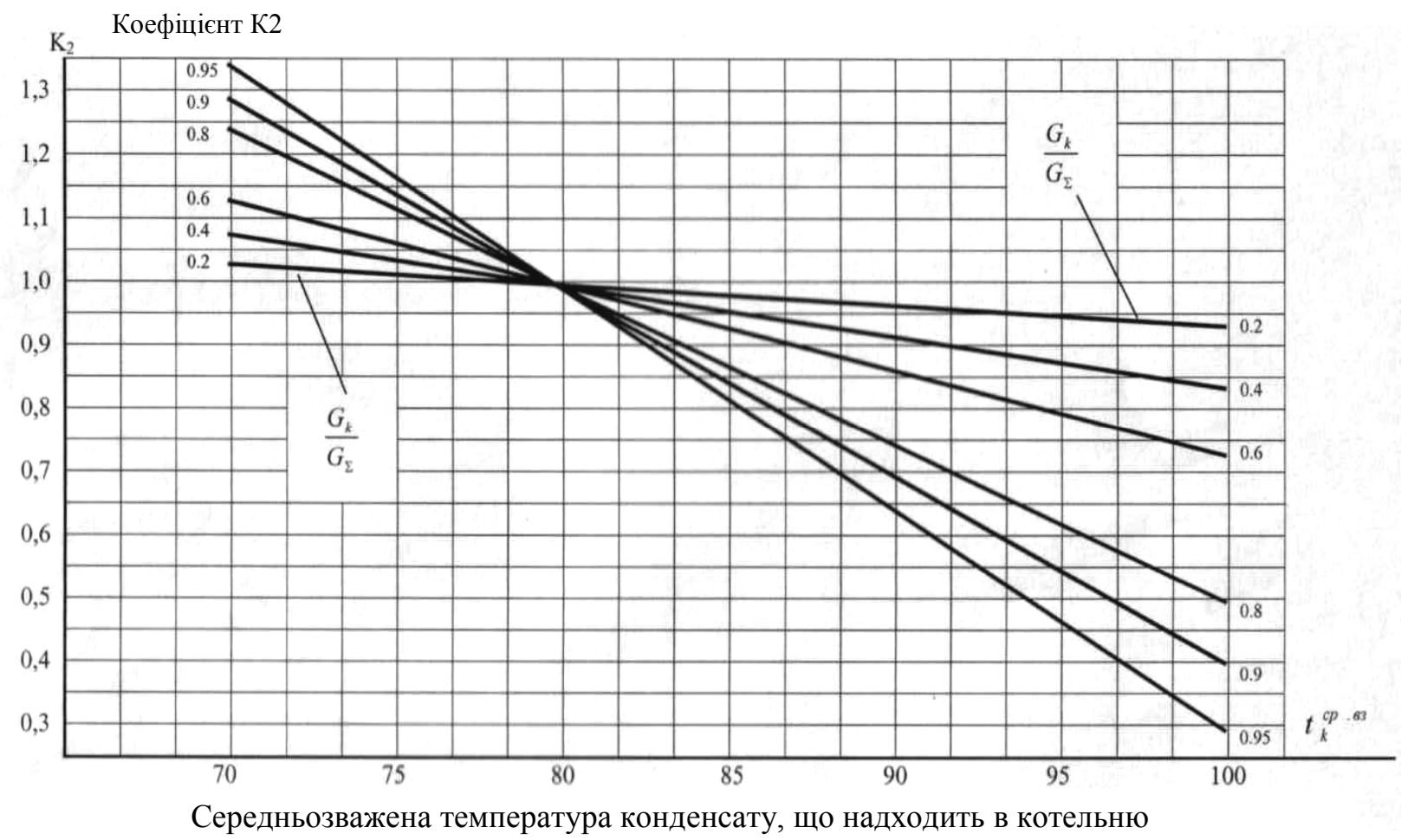
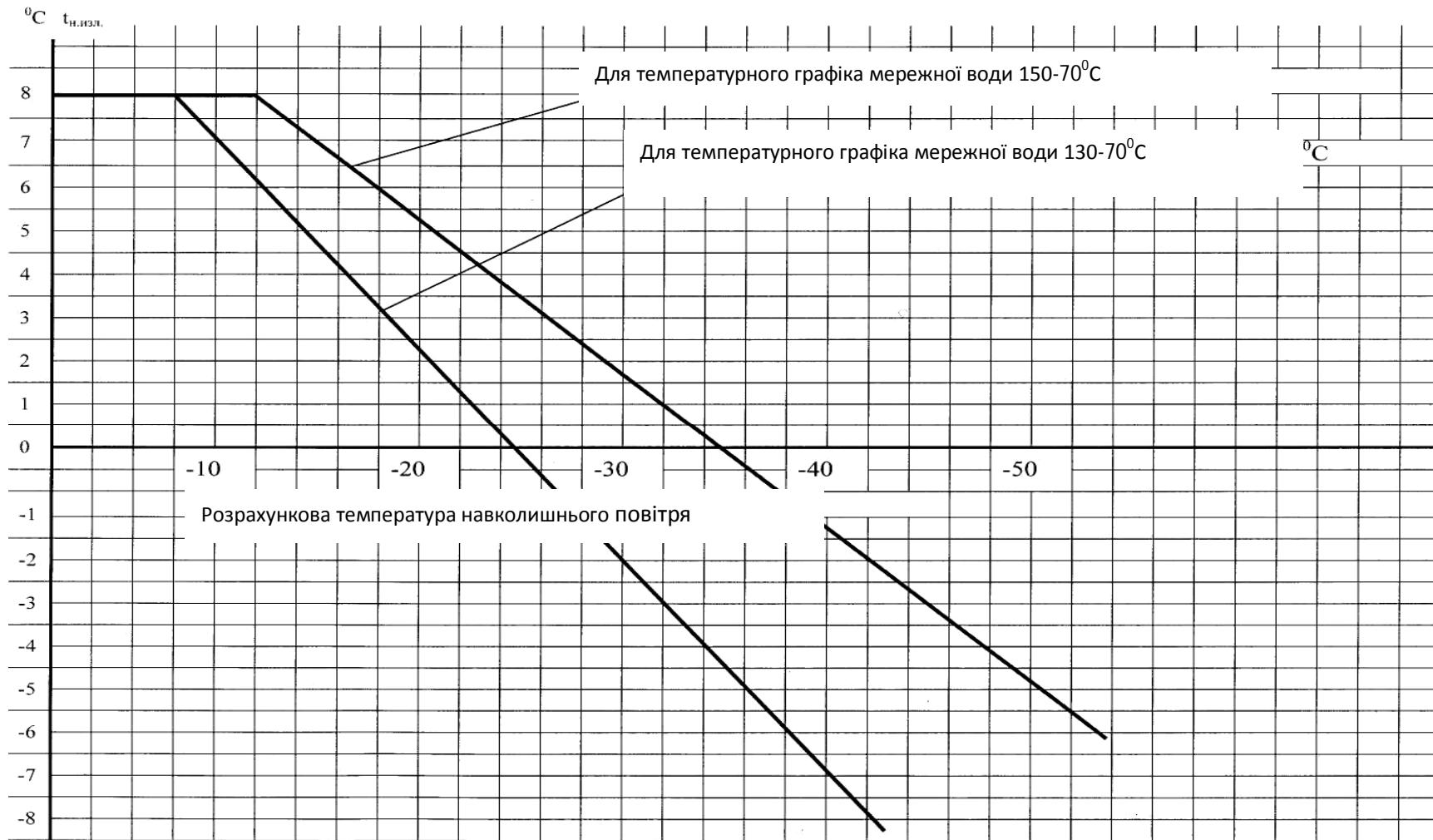
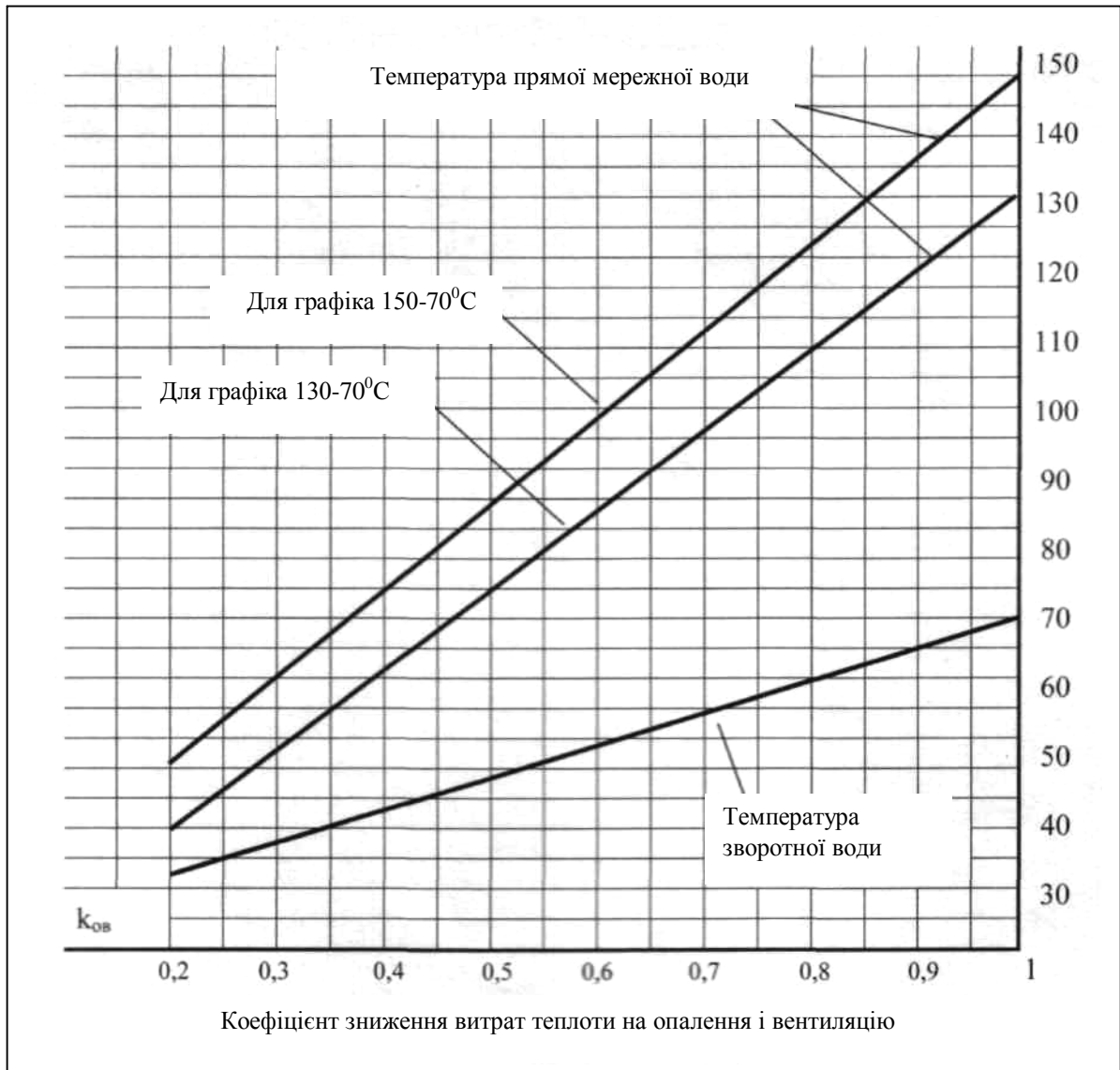


Рис. 6 – Поправка на зміну середньозваженої температури конденсату, що надходить в котельню



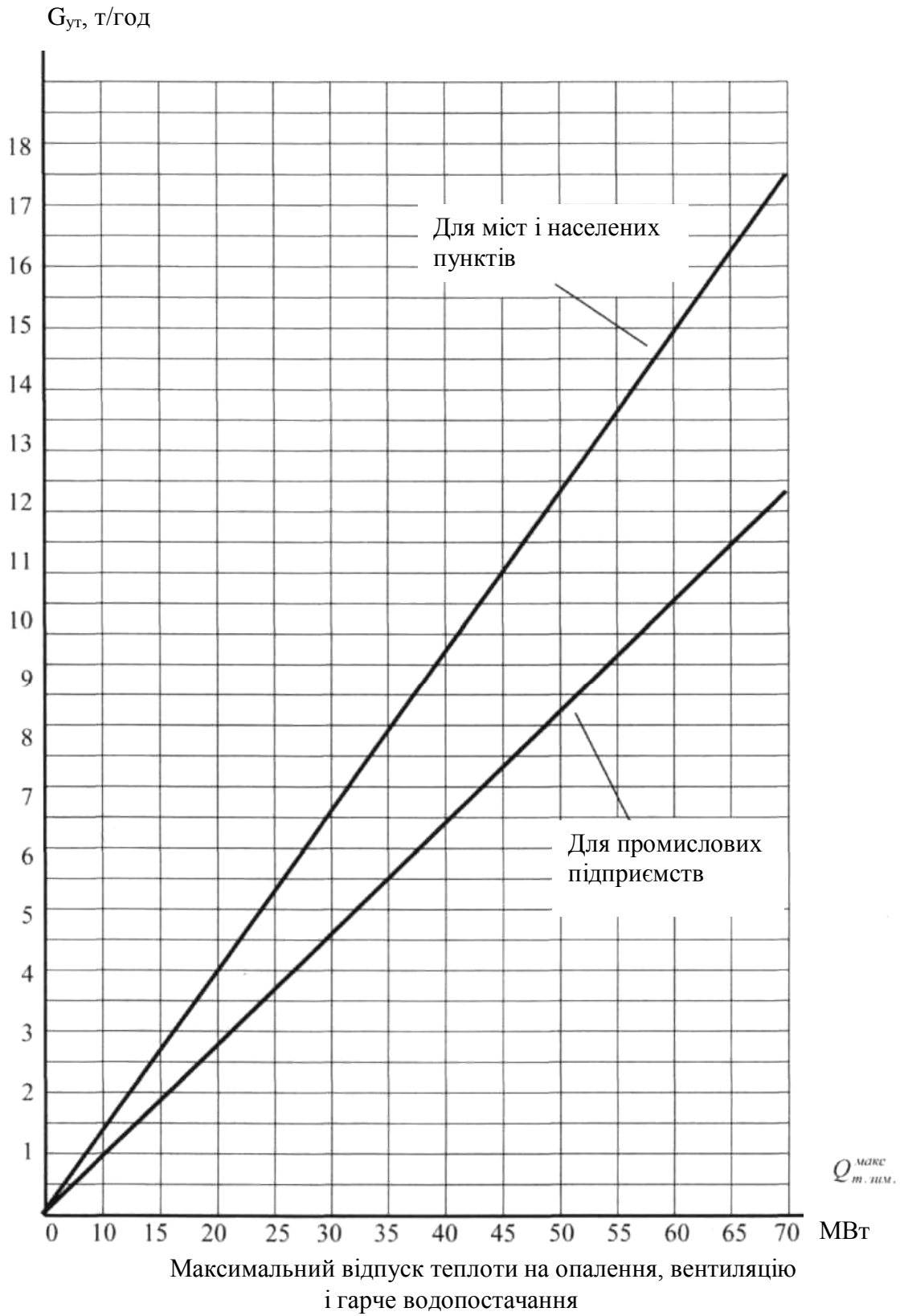
Температура зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережної води.

ДОДАТОК 5-Г



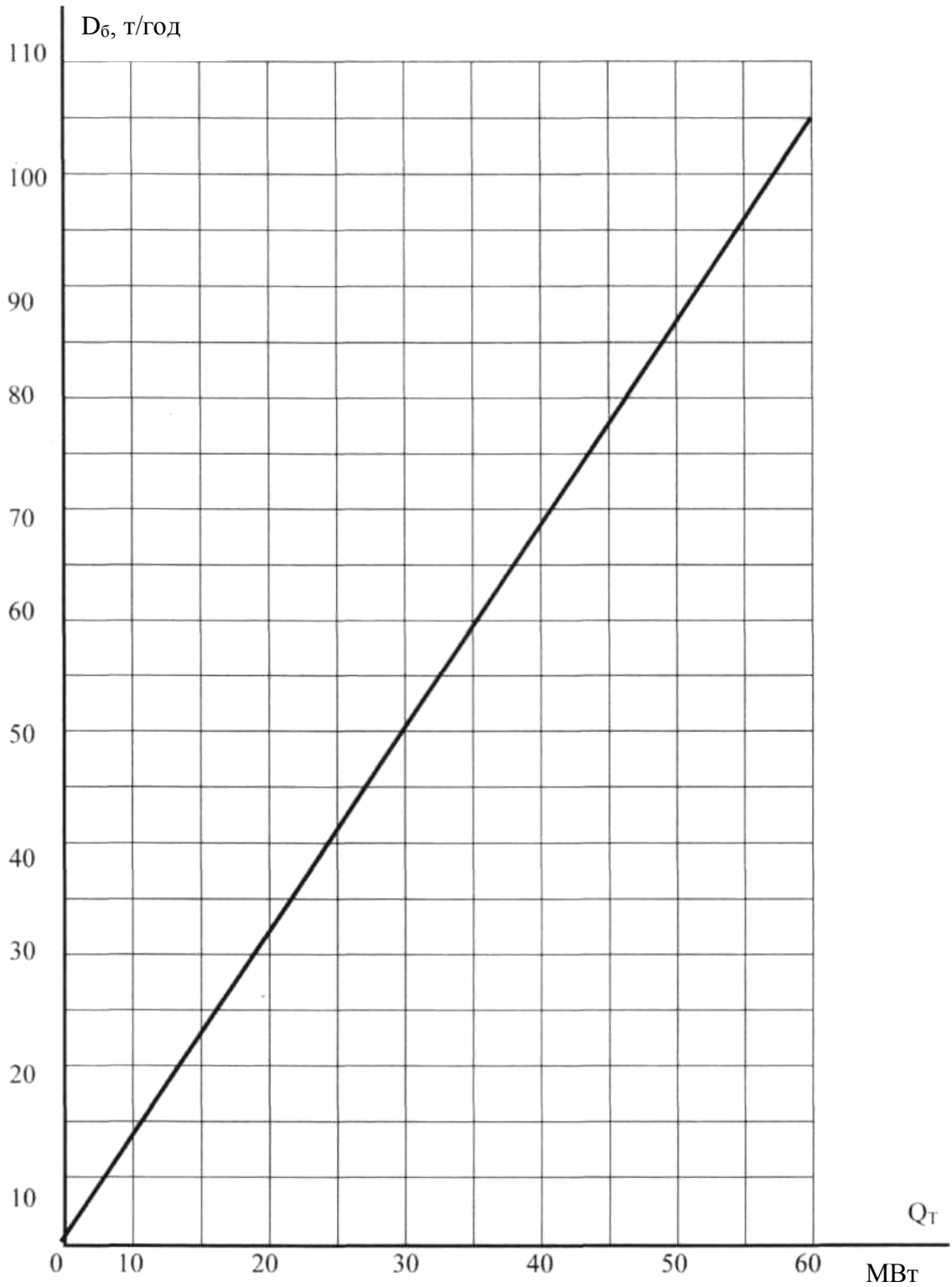
Температура прямої і зворотної мережної води

ДОДАТОК 5-Д



Витрата підживлюючої води на заповнення витоків з теплової мережі

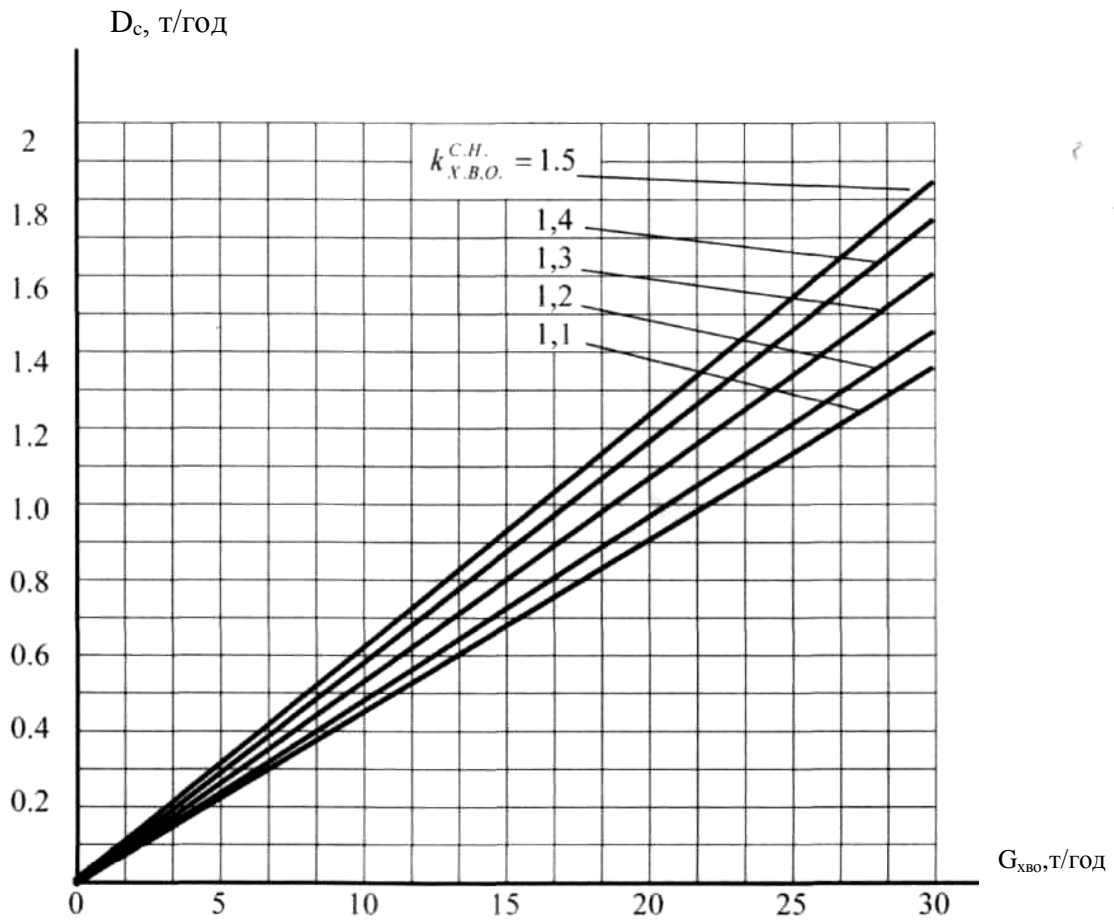
ДОДАТОК 5-Е



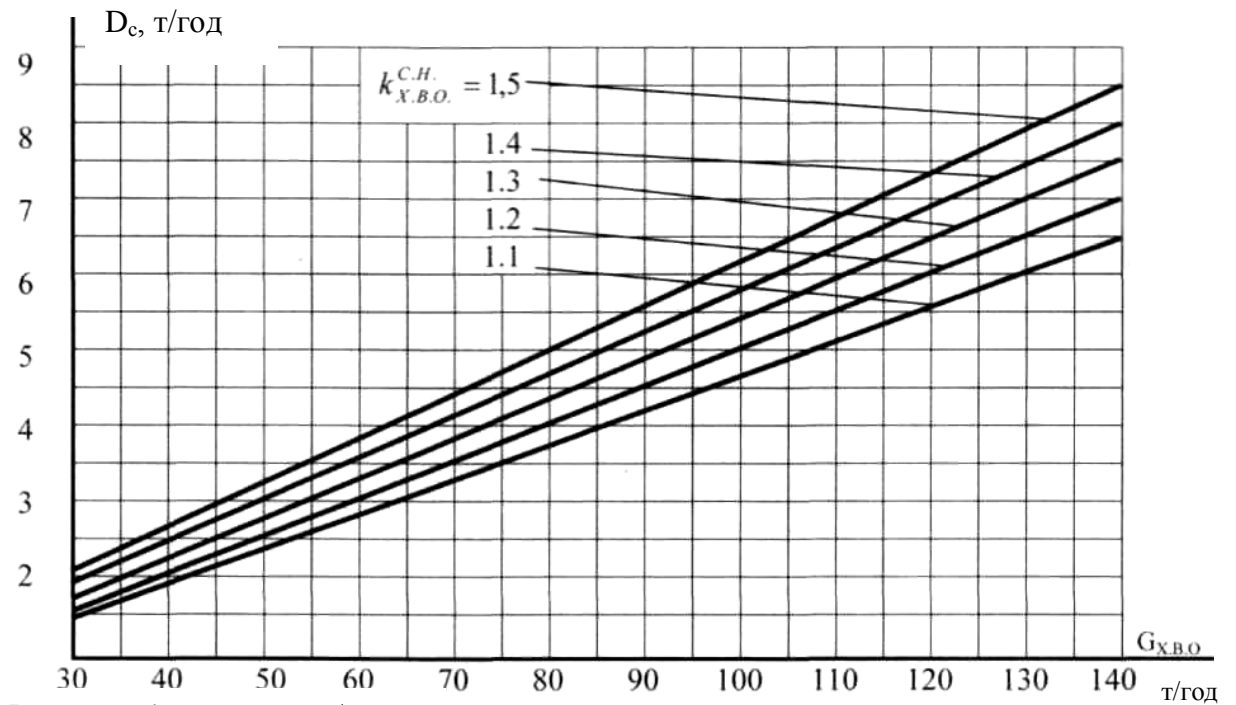
Сумарний відпуск теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання для закритої системи тепlopостачання

Витрата пари на підігрівачі мережної води

ДОДАТОК 5-Ж



Витрата пом'якшеної води, т/год



Витрата пом'якшеної води, т/год

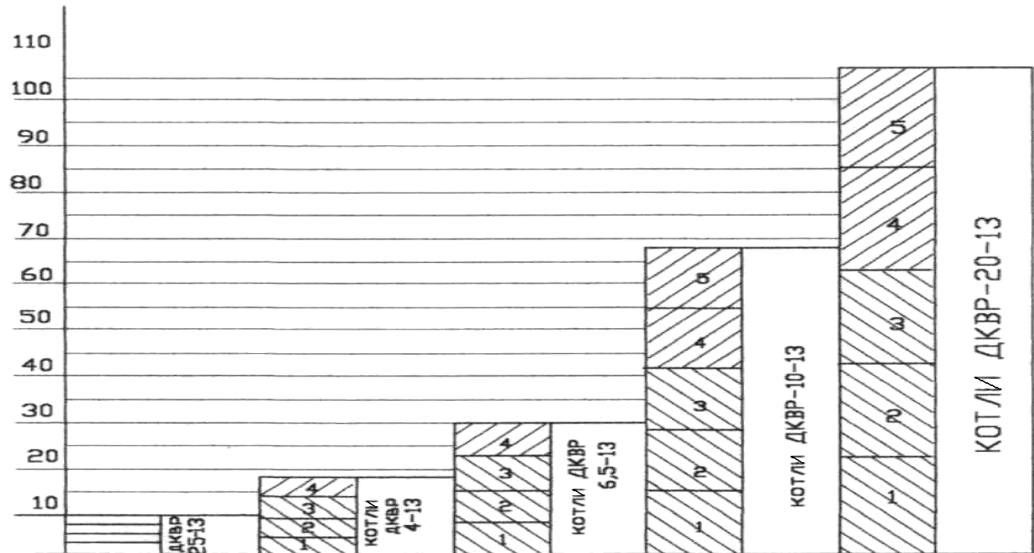
Витрата пари на підігрів сирій води в зимовий період (для закритої системи тепlopостачання), т/год.

$K_{x.v.o.}^{c.n.}$ - коефіцієнт витрати сирій води на власні потреби хімводоочистки

ДОДАТОК 5-І

ТВЕРДЕ ПАЛИВО

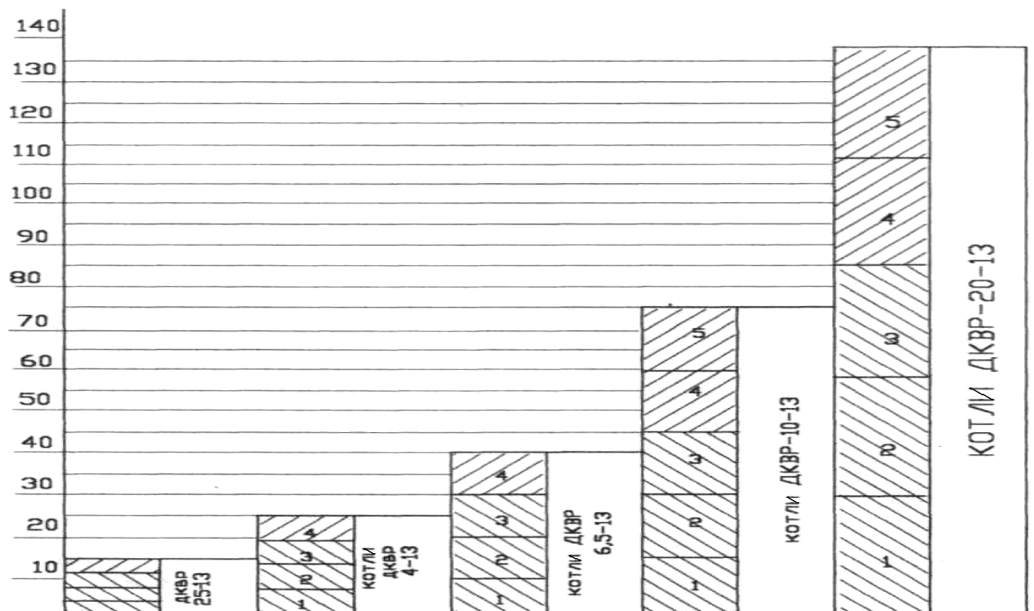
Сумарне парове навантаження котельні, т/год



ДОДАТОК 5-К

ПАЛИВО ГАЗ І МАЗУТ

Сумарне парове навантаження котельні, т/год



Вибір типу та кількості працюючих котлів
від сумарного парового навантаження

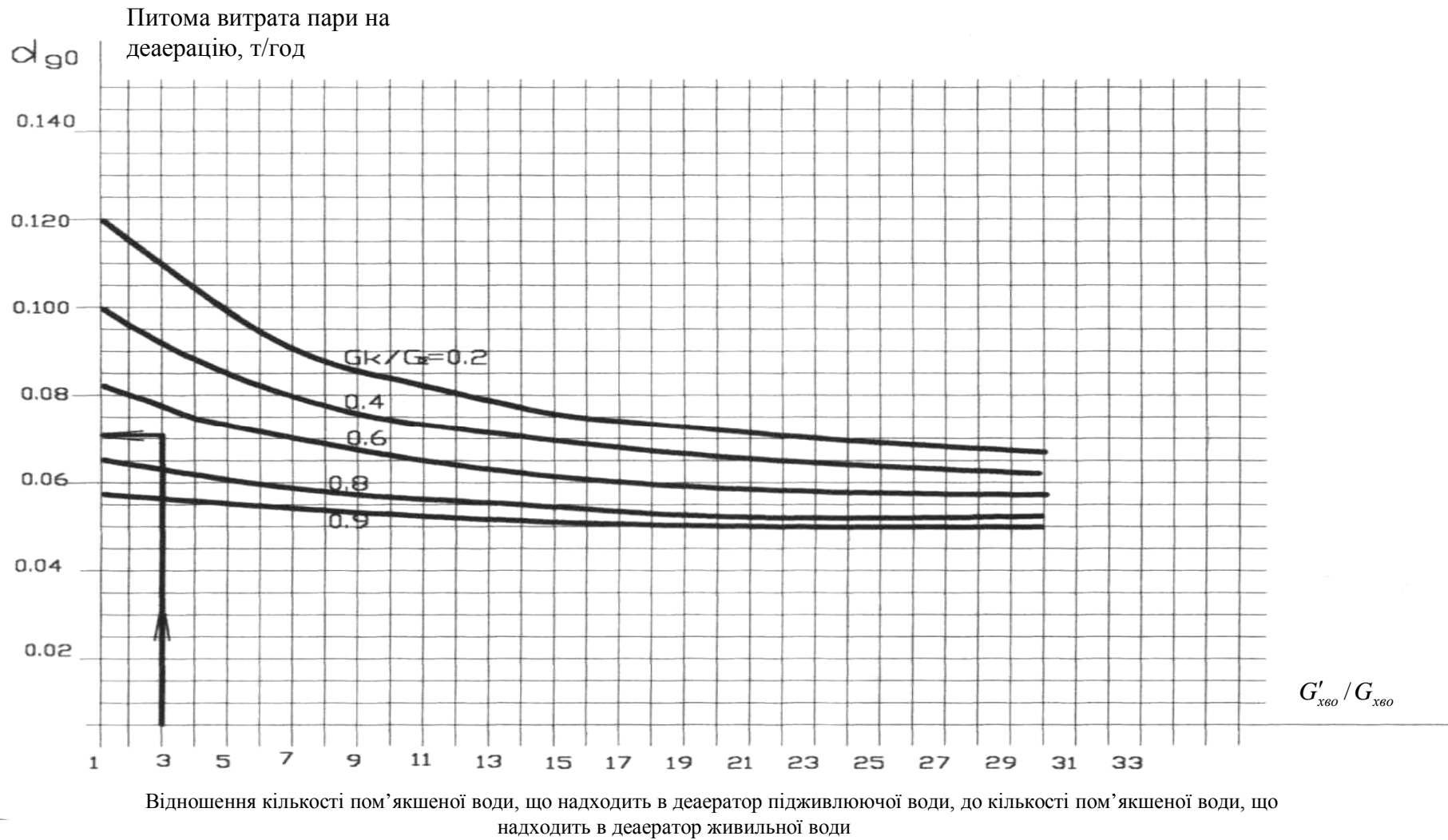
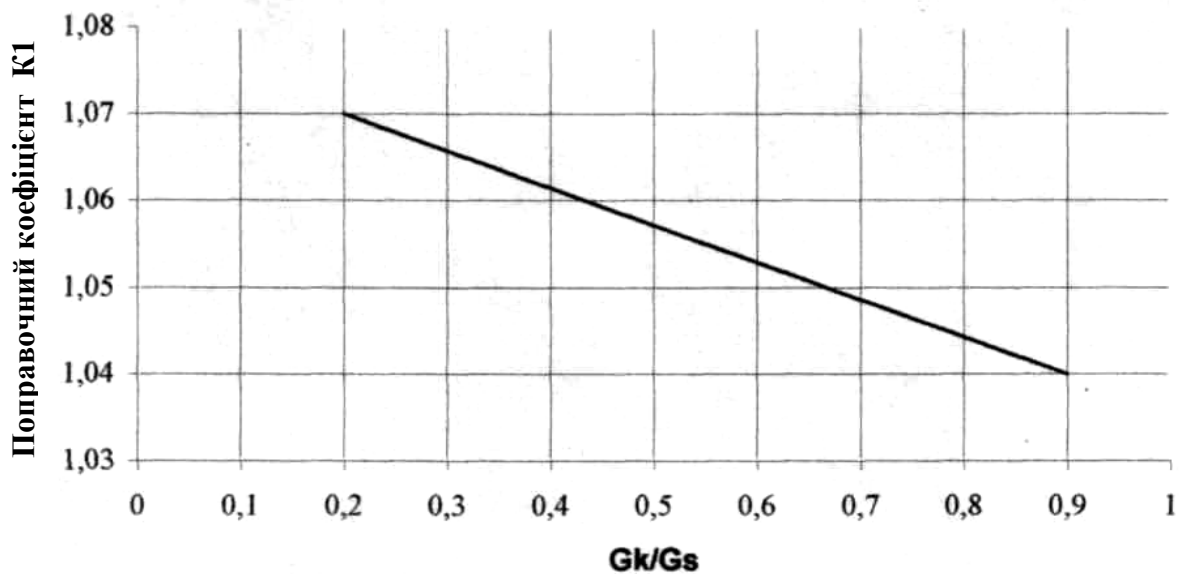


Рис. *a* - Питома витрата пари на деаератор живильної води для відкритої системи теплопостачання

ДОДАТОК 5-Л



G_k/G_s - доля конденсату в сумарній вазі потоків, що поступають в деаератор (крім гріючого)

Рис. б – Поправка на підвищення температури сирої води в літньому режимі

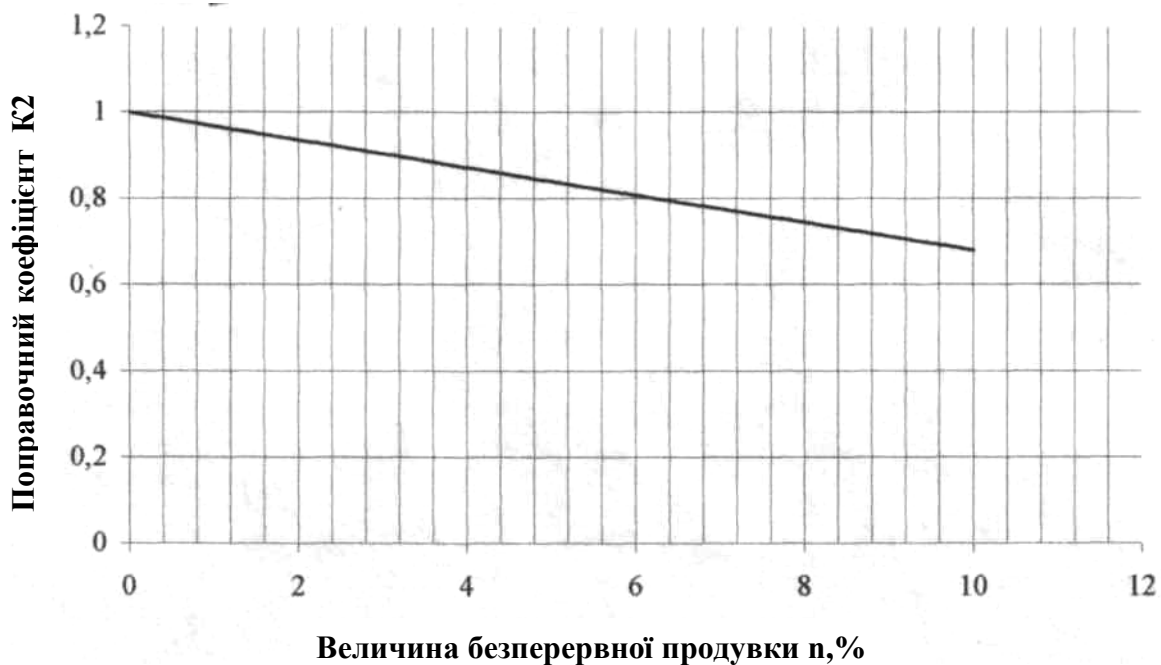


Рис. в - Поправка на величину безперервної продувки

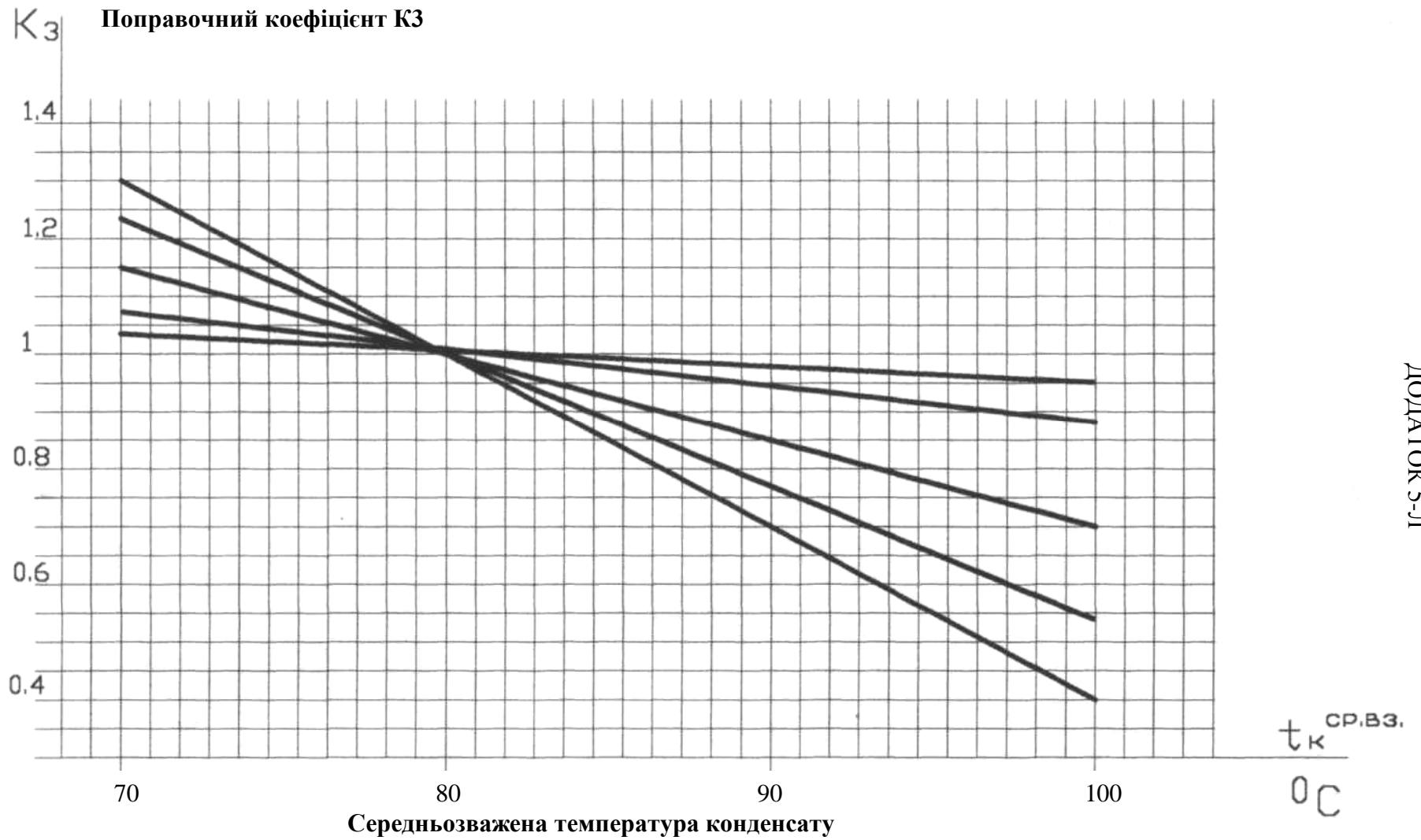


Рис. 2 – Поправка на зміну середньозваженої температури конденсату, що надходить у деаератор живильної води

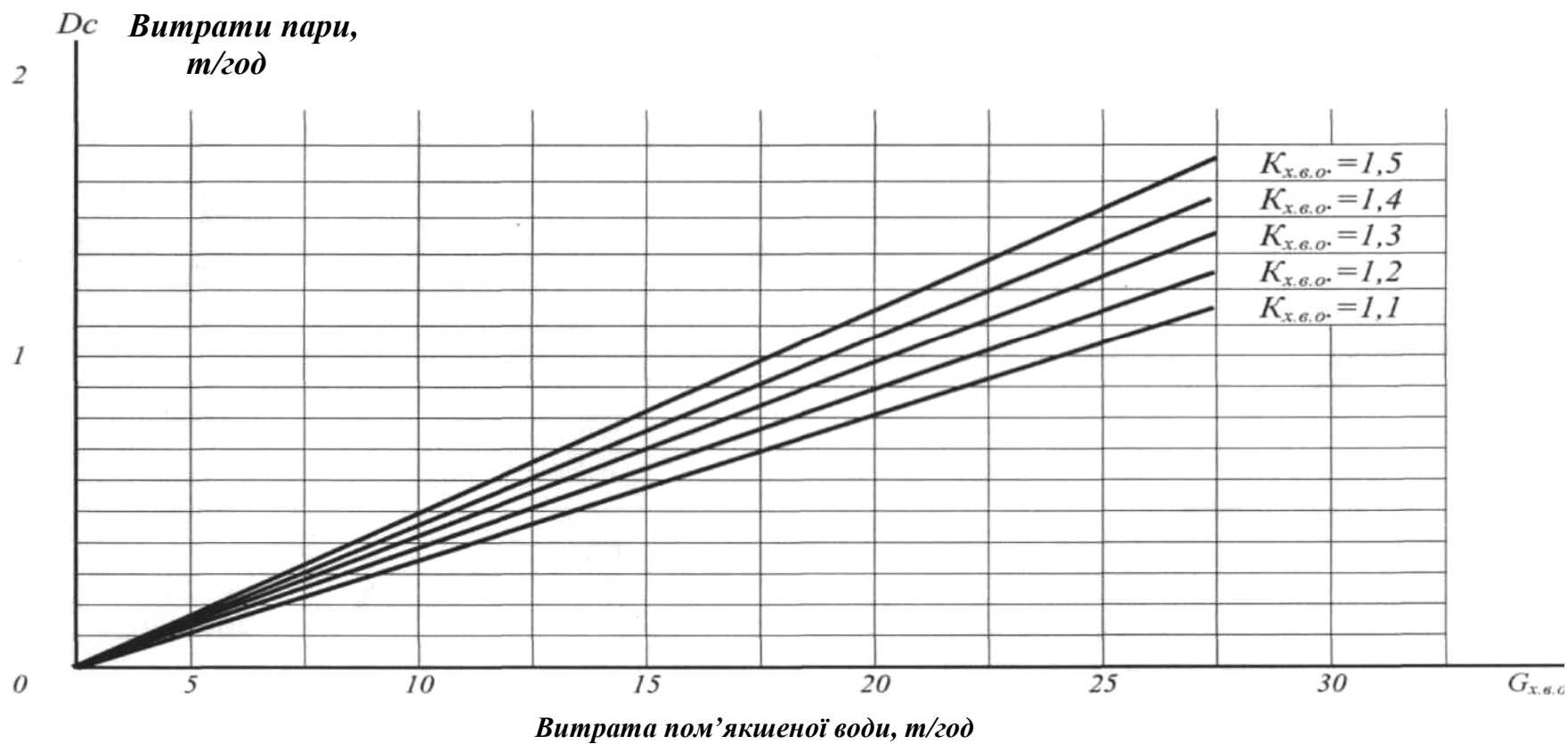


Рис. а – Витрати пари на підігрів сирієї води для відкритої системи тепlopостачання.

$K_{x.v.o}^{c.n.}$ – крeфіцієнт витрати сирієї води на власні потреби хімводoочистки

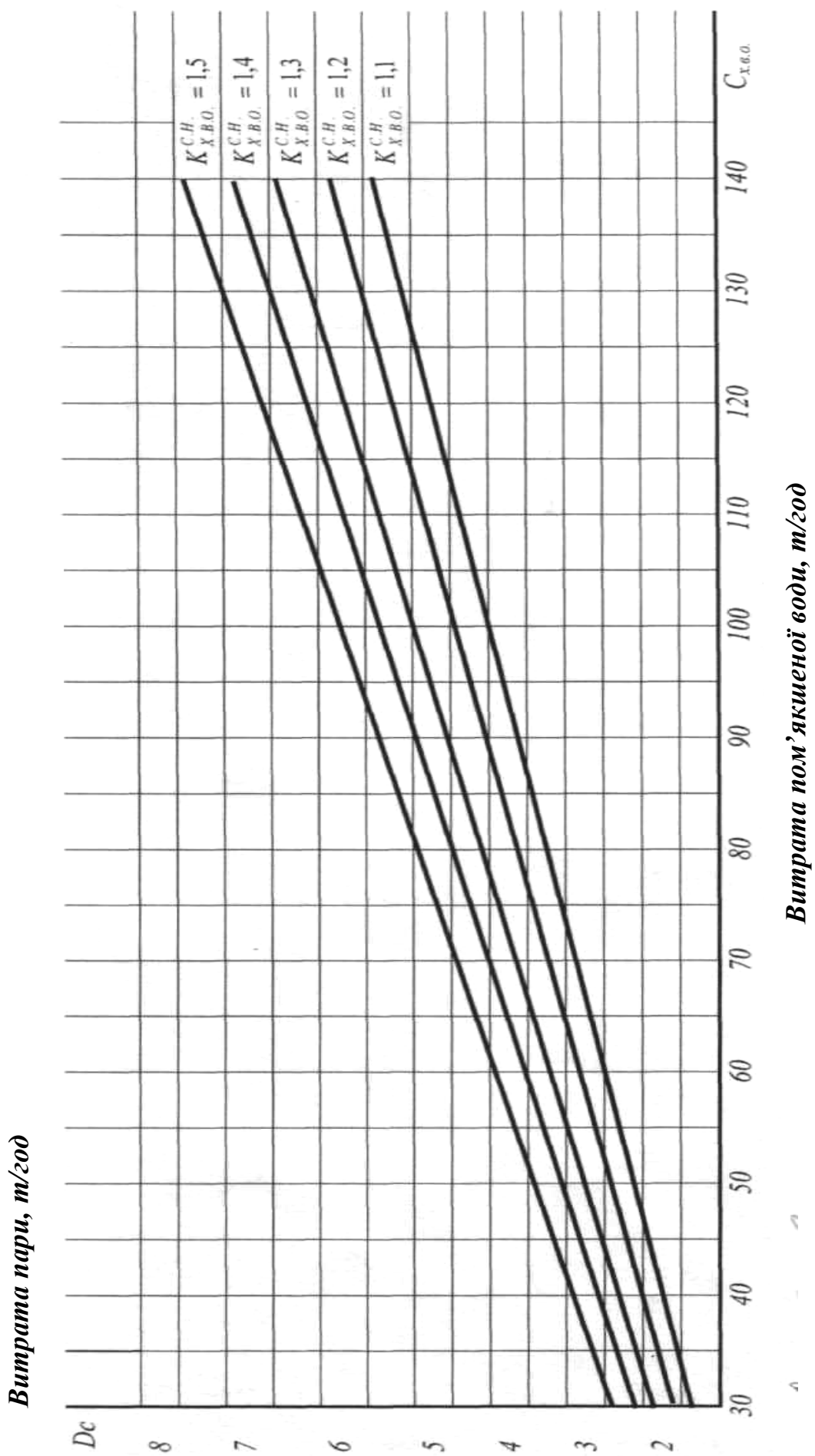


Рис. 6 – Витрати пари на підгрів сирій води для відкритої системи теплопостачання

6 ВИБІР ОСНОВНОГО І ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ КОТЕЛЬНОЇ

6.1 Вибір котлоагрегатів

У системах централізованого тепlopостачання і в котельних промислових підприємств застосовуються парові котлоагрегати з природною циркуляцією і перегрівом або без перегріву пари, прямоочні водогрійні котли і комбіновані пароводогрійні котлоагрегати.

Парові котлоагрегати по продуктивності і тиску пари умовно діляться на котлоагрегати малої (до 25 т/год), середньої (35-75 т/год) і великої (100; 160 т/год) паропроductивності; котлоагрегати низького (1,4; 2,4 МПа) і середнього (4 МПа) тиску.

Водогрійні котли по теплопродуктивності діляться на котли малої [до 11,63 МВт (10 Гкал/год)], середньої [23,26; 34,9 МВт (20; 30 Гкал/год)] і великої [58,15; 116,3; 209,34 МВт (50; 100; 180 Гкал/год)] теплопродуктивності.

Парові котли малої продуктивності. Бійським котельним заводом випускаються газомазутні парові котли типу ДЕ паропроductивністю 4; 6,5; 10; 16 т/год, а також котли типа КЕ паропроductивністю 2,5; 4; 6,5; 10; 25 т/год, що працюють на твердому паливі з шаровими топками і тиском пари 1,4 і 2,4 МПа. Вони виробляють насичену або перегріту пару з температурою $t_{mn} = 225^{\circ}\text{C}$, яка прямує на технологічні потреби промислових підприємств. Характеристики цих котлів приведені в таблицях 6.1 і 6.2.

Парові котли середньої продуктивності. Виробничим об'єднанням «Білгородський завод енергетичного машинобудування» випускаються: газомазутні котли типу ГМ паропроductивністю 35 т/год, тиском 4 МПа, $t_{mn} = 440^{\circ}\text{C}$, які можуть працювати при тиску 1,4 і 2,4 МПа і виробляти насичену і перегріту пару з температурою $t_{mn} = 250^{\circ}\text{C}$; газомазутні котли типу ГМ паропроductивністю 50 т/год, тиском 1,4 МПа насиченої (ГМ-50-14) або перегрітої пари з температурою $t_{mn} = 250^{\circ}\text{C}$ (ГМ-50-14/250), а також пилевугільні котли типу К паропроductивності 50 т/год, тиском пари 4 і 1,4 МПа, розраховані на камерне спалювання твердого палива. Характеристики цих котлів приведені в таблиці 6.3.

Водогрійні котли. Випускаються теплопродуктивністю 4; 6,5; 10; 20; 50; 100; 180 Гкал/год для роботи на газі, мазуті і твердому паливі. Температура води на виході з котлів теплопродуктивністю 23,26 МВт (20 Гкал/год) і нижче встановлюється до 150°C , а для котлів теплопродуктивністю 30 Гкал/год (34,9 МВт) і вище може перевищувати 200°C . Тому трубку частину перших розраховують на тиск до 1,6 МПа, а других - до 2,5 МПа. Характеристики цих котлів приведені в таблиці 6.4, 6.5 і 6.6.

Таблиця 6.1 - Характеристика газомазутних парових котлів типа ДЕ

Найменування	Марка котла				
	ДЕ-4-14ГМ	ДЕ-6,5-14ГМ	ДЕ-10-14ГМ	ДЕ16-14ГМ	ДЕ-25-14ГМ
Паропродуктивність, т/год	4,14	6,73	10,35	16,56	26,88
Тиск пари, МПа	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
Температура пари, °С -насиченої -перегрітої	194 225	194 225	194 225	194 225	194 225
Площа поверхонь на- гріву, м ² : -радіаційної -конвективної	22 48	28 67	39 116	49,2 155	64 230
ККД (%) при спалю- ванні -мазуту -газу	88,7 90,3	89,3 91	98,9 92,2	90,1 91,8	91,4 92,8
Тип пальників	ГМ-2,5	ГМ-4,5	ГМ-7	ГМ-10	ГМ-16
Розрахункові витрати палива -мазуту, кг/год -газу. м ³ /год	286 304	461 489	698 743	1127 1194	1736 1845
Температура газів за котельним пучком, °С при спалюванні: -мазуту -газу	377 325	362 310	306 264	364 310	378 320
Температура газів за економайзером, °С при спалюванні: -мазуту -газу	192 156	191 155	172 143	194 157	172 140
Гідравлічний опір газоходів, Па	485,6	905,5	1540,5	1668,5	2701
Тип димососа	ВДН-9	ВДН-10	ВДН-10	ДН-11,2	ДН-12,5
Гідравлічний опір повітряного тракту, Па	922,1	1118,3	1216,4	1697,1	1824,7
Тип вентилятора	ВДН-8	ВДН-9	ВДН-10	ВДН-11,2	ВДН-11,2

Таблиця 6.2 - Характеристики парових котлів типа КЕ, працюючих на твердому паливі

Найменування	Марка котла				
	КЕ-2,5-14С	КЕ-4-14С	КЕ-6,5-14С	КЕ-10-14С	КЕ-25-14С
Паропродуктивність, т/год	2,5	4	6,5	10	25
Тиск пари, МПа	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
Температура пари, °С :					
-насиченої	194	194	194	194	194
-перегрітої	225	225	225	225	225
Площа поверхонь на- гріву, м ² :					
-радіаційної	19	20,5	24,8	30,3	92,1
-конвективної	62	94	149	214	418
ККД (%) при спалю- ванні кам'яного вугілля	81...83	81...83	81...83	81...83	87
Тип топочного при- строю	ЗП-РПК-2- 1800/1525	ТЛЗМ- 1870/2400	ТЛЗМ- 1870/3000	ТЛЗМ- 2700/3000	ТЛЗМ- 2700/5600
Розрахункові витрати палива , кг/год	—	1120	1500	2270	5500
Температура газів, °С :					
- за котельним пучком	—	290	310	310	395
- за економайзером	—	165	160	160	191
Гідравлічний опір газоходів, Па	-	1422,5	1414,3	1487,9	1542,8
Тип димососа	—	ДН-9	ДН-11,2	ДН-12,5	ДН-15
Гідравлічний опір пові- тряного тракта, Па	—	760,3	760,3	760,3	891,8
Тип вентилятора	—	ВДН-8	ВДН-8	ВДН-9	ВДН-12,5

Таблиця 6.3 - Характеристики парових котлів середньої продуктивності

Найменування	Марка котла		
	БМ-35	ГМ-50-14	К-50-40/14
Паропроодуктивність, т/год	35	50	50
Тиск пари, МПа	4	1,4	1,4
Температура, °С:			
-перегрітої пари	440	250	250
-живильної води	145	100	100
-повітря на виході з повітропідігрівача	117 (газ) 156 (мазут)	146 (газ) 181 (мазут)	335 (кам'яне вугілля) 375 (буре вугілля)
-відхідних газів	158 (газ) 178 (мазут)	126 (газ) 155 (мазут)	136 (кам'яне вугілля) 151 (буре вугілля)
ККД брутто, (%)	90,8 (газ) 89,7 (мазут)	92 (газ) 91 (мазут)	91 (кам'яне вугілля) 89,8 (буре вугілля)
Площа поверхонь нагріву, м ² :			
-радіаційної (топки)	131	158	224
-котельного пучка	–	344	180
-фестона	39,1	32	22
-пароперегрівача	271/209 (газ) 336/304 (мазут)	165	50
-водяного економайзера	554	1062	602 (кам'яне вугілля) 678 (буре вугілля)
-повітропідігрівача	800	496	2473
Гідравлічний опір газоходів, Па	500	3080 (газ) 2855 (мазут)	1109 (кам'яне вугілля) 1825 (буре вугілля)

Таблиця 6.4 - Характеристики газомазутних водогрійних котлів типа КВГМ малої і середньої продуктивності

Найменування характеристики	Марка котла				
	КВГМ-4	КВГМ-6,5	КВГМ-10	КВГМ-20	КВГМ-30
Теплопродуктивність, МВт (Гкал/год)	4,65 (4)	7,56 (6,5)	11,63 (10)	23,26 (20)	34,9 (30)
Витрата води, т/год	49,5	80	123,5	247	370
Витрата газу, м ³ /год	515	830	1260	2520	3680
Витрата мазуту, кг/год	500	800	1220	2450	3490
Площа поверхонь нагріву, м ² :					
-радіаційної	38,6	48,9	53,6	106,6	126,9
-конвективної	88,7	150,4	221,5	406,5	592,6
Температура відхідних газів при спалюванні, °С,:					
-газу	150	153	185	190	160
-мазуту	245	245	230	242	250
ККД (%) при номінальному завантаженні при спалюванні:					
-газу	90,5	91,1	91,9	91,9	91,2
-мазуту	86,4	89	88,4	88	87,7
Гідравлічний опір газоходів (Па) при спалюванні:					
-газу	216,8	224,6	451,3	588,6	657,3
-мазуту	253,1	256	451,3	588,6	657,3
Гідравлічний опір, кПа	116,738	117,23	147,15	225,63	186,39
Гідравлічний опір повітряного тракту з пальниками, Па	-	-	23	1764	2744

Таблиця 6.5 - Характеристики водогрійних котлів типа КВ-ТС малої і середньої теплопродуктивності з шаровим спалюванням твердого палива

Найменування	Марка котла					
	КВ-ТС-4	КВ-ТС-6,5	КВ-ТС-10	КВ-ТС-20	КВ-ТСВ-10	КВ-ТСВ-20
Теплопродуктивність, МВт (Гкал/год)	4,65 (4)	7,56 (6,5)	11,63 (10)	23,26 (20)	11,63 (10)	23,26 (20)
Витрата вугілля, кг/год: -ірша-бородинського -мінусинського	1280 875	2060 1420	– 2160	– 4320	3140 –	6290 –
ККД бруто при спалюванні вугілля, %: -ірша-бородинського -мінусинського	81,1 81,9	82,1 82,2	– 80,9	– 80,7	82,8 –	82,5 –
Температура відхідних газів, °С	225	225	220	230	205	218
Площа поверхонь нагріву, м ² : -радіаційної -конвективної (включаючи фестон) -повітропідігрівача	38,66 88,7 –	48,9 150,4 –	55,9 229 –	82,8 417 –	55,9 229 365	82,8 417 728
Температура гарячого повітря, °С	–	–	–	–	365	728
Гідравлічний опір газоходів при спалюванні вугілля, Па: -ірша-бородинського -мінусинського	411 367,9	426,7 387,5	657,3 –	853,5 –	981 –	1039,9 –
Розрахунковий тиск води, МПа	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Мінімальний тиск води на виході, Па	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Витрата води, т/год	49,5	80	123,5	247	123,5	247
Гідравлічний опір, Па	101,8	105,4	117,7	206	107,9	186,4

Таблиця 6.6 - Характеристики газомазутних водогрійних котлів типа КВГМ великої теплопродуктивності.

Найменування	Марка котла	
	КВГМ-50-150	КВГМ-100-150
Теплопродуктивність, МВт (Гкал/год)	58 (50)	116 (100)
Робочий тиск, МПа	1...2,5	1...2,5
Витрата палива - газу, м ³ /год - мазути, кг/год	6260 5750	12520 11500
Площа поверхонь нагріву, м ² : - радіаційної - конвективної	245 1223	325 2385
Температура відхідних газів, °С при спалюванні - газу - мазуту	140 180	140 180
ККД (%) при спалюванні: - газу - мазуту	92,5 91,1	92,5 91,3
Витрата води, т/год в режимах - основному - піковому	625 1230	1250 2460
Гідравлічний опір газоходів, Па	981	1189
Гідравлічний опір повітряного тракту з пальниками, Па	2354	3041

6.2 Димарі

Природна тяга

Необхідна висота димаря визначається відповідним розрахунком, фактична ж висота димаря визначається санітарно-гігієнічними вимогами, тобто умовами відведення димових газів від навколишніх споруд, зелених насаджень і т. п. Димарі виготовляються з металу, цегли і залізобетону. Металеві димарі виконуються невеликої висоти. При роботі котлів на мазуті і газі установка їх небажана, оскільки вони є дуже недовговічними із-за корозії. Цегляні димарі, так само як і бетонні, при агресивних димових газах повинні повністю футероватися. Газоходи, як правило, покриті ізоляцією і охолодження газів в них із-за втрати тепла не враховується. У разі неізольованих газоходів втрата тепла в навколишнє середовище приймається рівною $1160 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$, якщо є неізольована поверхня газоходу всередині котельні, і $1500 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$ для газоходу, розташованого зовні будівлі. При присосах повітря $A_a > 0,1$ температура газів на вході в трубу t_{ex} визначається з урахуванням цього присоса холодного повітря в газоходи:

$$t_{ex} = \frac{\alpha_{yx} t_{yx} + \Delta \alpha t_{xn}}{\alpha_{yx} + \Delta \alpha}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.1)$$

де α_{yx} і t_{xn} - надлишок повітря в відхідних газах і їх температура, $^\circ\text{C}$
 t_{xn} - температура холодного повітря, $^\circ\text{C}$
 $\Delta\alpha$ - присос повітря.

Охолодження газів в трубі на 1 м її висоти визначається по наближених формулах:

- для металевих нефутерованих труб:

$$\Delta t = \frac{2}{\sqrt{\frac{Q \cdot 10^3}{640}}}, \text{ град / м ;}$$

- для металевих футерованих труб:

$$\Delta t = \frac{0,8}{\sqrt{\frac{Q \cdot 10^3}{640}}}, \text{ град / м ;}$$

для малих цегляних труб (середня товщина кладки $< 0,5 \text{ м}$)

$$\Delta t = \frac{0,4}{\sqrt{\frac{Q \cdot 10^3}{640}}}, \text{ град / м}$$

- для великих цегляних труб (середня товщина кладки >0,5 м)

$$\Delta t = \frac{0,2}{\sqrt{\frac{Q \cdot 10^3}{640}}}, \quad \text{град / м};$$

У цих формулах Q — сумарна теплопродуктивність всіх одночасно працюючих котлів, підключених до даної труби, МВт.

Діаметр труби на виході визначається по формулі

$$d_s = 0,0188 \sqrt{\frac{V_{mp}}{\omega_r}}, \quad \text{м}, \quad (6.2)$$

де V_{tr} — об'єм газів, що проходять через трубу, м³/год, визначений для випадку роботи всіх підключених до труби котлів при їх номінальному навантаженню;

ω_r — швидкість газів на виході з труби, м/сек.

Швидкість газів на виході з димаря при природній тязі приймається не менше 6 – 10 м/сек для попередження значного порушення роботи труби при зменшених навантаженнях і малих вихідних швидкостях газів.

Висота труби, що забезпечує необхідну тягу, визначається по формулі:

$$H_{tr} = \frac{1,2\Delta H_n + (1,1h''_d + \Delta h_{tr}) \cdot \frac{\gamma^0}{1,293} \cdot \frac{760}{h_{бар}}}{\left(\gamma_a - \gamma^0 \frac{273}{273 + t_{cp}} \right) \cdot \frac{h_{бар}}{760}}, \quad \text{м} \quad (6.3)$$

де ΔH_n — перепад повного тиску газового тракту, що не включає ні опору, ні самотяги труби, кг /м²;

h''_d — динамічний тиск при швидкості виходу газів з димаря, кг /м²;

Δh_{tr} — опір тертя в димарі, кг /м²;

γ^0 — приведена питома вага димових газів при 760 мм рт. ст. і 0°С, кг/ м³;

γ_a — питома вага зовнішнього повітря;

$$\gamma_a = \frac{352}{273 + t_g}, \quad \text{кг/ м}^3;$$

t_{cp} и t_g — середні температури газів в трубі і зовнішнього повітря °С.

$h_{бар}$ - барометричний тиск, мм. рт. ст.

У формулі (6.3) середній барометричний тиск приймається залежно від висоти місцевості над рівнем моря.

Для звичайних умов, коли ця висота не перевищує 200 м, зниження барометричного тиску не враховується і формула (6.3) може бути значно спрощена; прийнявши $\gamma^0 = 1,3$ отримаємо:

$$H_{тр} = \frac{1,2\Delta H_n + 1,1h''_д + \Delta h_{тр}}{\left(\gamma_a - \gamma^0 \frac{273}{273 + t_{cp}} \right)}; \quad (6.4)$$

Опір тертя підраховується по наближеній формулі з урахуванням конусообразності труби при прийнятому як для цегляних і бетонних, так і для залізних труб значенні коефіцієнта опору тертя $\lambda_{тр} = 0,03$:

$$\Delta h_{тр} \approx \frac{0,004}{i} \cdot \frac{\omega_r^2}{2g} \gamma \approx 0,1 \frac{\omega_r^2}{g} \gamma, \quad \text{кг/м}^2 \quad (6.5)$$

де ω_r — швидкість газів на виході з труби, м/сек;
 i — середній ухил внутрішніх стінок труби; для цегляних і залізобетонних труб приймається рівним 0,02;
 γ — середня питома вага димових газів в трубі.

Опір тертя в циліндричних трубах розраховується по формулі:

$$\Delta h_{тр} = \lambda \frac{l}{d_s} \cdot \frac{\omega^2}{2g} \gamma, \quad \text{кг/м}^2 \quad (6.6)$$

Штучна тяга

Розрахунок труби при штучній тязі не відрізняється від розрахунку інших елементів газового тракту і зводиться до визначення її опору. Температура газів в димарі приймається рівною температурі газів перед димососом. Охолодження газів в трубі не враховується.

Опір димаря складається з опору тертя і втрати з вихідною швидкістю. Як вже наголошувалося вище, опір тертя в трубі підраховується по формулі (6.5) або (6.6).

Втрата тиску за рахунок кінетичної енергії виходу газу визначається по формулі (6.7) з коефіцієнтом місцевого опору виходу $\zeta = 1,1$.

$$\Delta h = \zeta \frac{\omega^2}{2g} \gamma = 1,1 \frac{\omega^2}{2g} \gamma, \quad \text{кг/м}^2 \quad (6.7)$$

Швидкості газів на виході з димаря при штучній тязі приймаються в межах 12—20 м/с. Слід враховувати, що швидкість газів на виході, так само як і висота димаря, визначає умови розсіювання газів в районі розташування котельної.

Максимальна концентрація шкідливих газів в районі, прилеглому до котельної, зменшується із збільшенням висоти труби і вихідної швидкості газів. Після вибору швидкості газів і розрахунку діаметру труби по формулі (6.2) отримана величина діаметру цегляної або залізобетонної труби округляється з урахуванням вибраної висоти до найближчого типорозміру по рис. 6.1, складеному за даними інституту Теплопроект. Найменший допустимий діаметр гирла цегляних труб дорівнює 0,8 м.

На вказаному рисунку заштрихована область 1 відноситься до області застосування конічних цегляних труб; заштрихована частина 2 відноситься до області застосування тих же цегляних або циліндрових залізобетонних труб. При великих діаметрах гирла труби ($d_2 \geq 3,1$ м) і висотах труби $H_2 \geq 60$ м можуть застосовуватися також конічні залізобетонні труби (область застосування 3). Типорозміри цегляних труб під пунктирною лінією рекомендується не застосовувати.

На рис. 6.1 заштрихована область 4 відноситься до області застосування конічних залізобетонних або цегляних труб. Що ж до залізних труб, то типорозміри їх в даний час не уніфіковані.

При декількох введеннях в нижній частині труби раніше влаштовувалися розділяючі перегородки з висотою, що перевищує висоту введень газоходів не менше чим на половину. Проте при прийнятих в даний час розмірах і конструкціях типових цегляних і залізобетонних труб, а також при виконанні підвідних газоходів установка перегородок є зайвою, оскільки практично вони не зменшують втрати тиску на вході в трубу. Перегородки необхідно встановлювати тільки в тих випадках, коли швидкість в нижній частині труби приблизно дорівнює швидкості виходу з підвідних газоходів або більше їх. Зазвичай це може мати місце тільки в залізних трубах. У трубах котлів з природною тягою розділяючі перегородки взагалі не встановлюються.

Висота труби Н, м	Внутрішній діаметр гирла d, м																		
	0,8	0,9	1,0	1,1	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,25	2,5	2,75	3,1	3,5	3,9	4,5	5,1	6,0	7,0
20																			
25																			
30																			
35																			
40																			
45																			
50																			
55																			
60																			
65																			
70																			
75																			
80																			
90																			
100																			
120																			
150																			
180																			

Рисунок 6.1 - Уніфікований ряд типорозмірів димарів.

1 — конічні цегляні труби; 2 — те ж або циліндричні залізобетонні труби;
3 і 4 — конічні залізобетонні труби.

Самотяга

Визначення сумарного газового опору котельного агрегату повинне проводитися з урахуванням самотяги окремих газоходів котельного агрегату.

При напрямі потоку газу вгору самотяга позитивна і зменшує перепад повних тисків тракту; при напрямі вниз самотяга негативна і збільшує цей перепад.

При штучній тязі сумарний опір тракту значно більше самотяги тракту, унаслідок чого розрахунок останньої може вестися з рядом спрощень.

Величина самотяги будь-якої ділянки газового тракту, включаючи димар, при штучній тязі обчислюється за формулою:

$$h_c = \pm H \cdot \left(1,2 - \gamma^0 \frac{273}{273 + t_{cp}} \right), \quad \text{кг/м}^2, \quad (6.8)$$

де H — відстань по вертикалі між серединами кінцевого і початкового перетинів даної ділянки тракту, м;

γ^0 — питома вага димових газів при 760 мм рт. ст. і 0 °С;

t_{cp} — середня температура газового потоку на даній ділянці °С;

1,2 — питома вага зовнішнього повітря при 760 мм рт. ст. і температурі 20° С, кг/м^3 .

Формула (6.8) дійсна при нормальному розрідженні в топці і величині наддуву в топці не вище 0,11 МПа.

При П - подібній компоновці котла самотягу можна підраховувати для всієї задньої шахти відразу по загальній висоті шахти і напівсумі температур газів на вході в шахту і при виході з неї.

При природній тязі необхідний роздільний розрахунок самотяги по всіх елементах газового тракту, що мають різні температури газів.

Повітряний тракт

Розрахунок повітряного тракту, так само як і газового, ведеться на номінальне навантаження котлоагрегату. Температура холодного повітря $t_{х.в.}$, що засмоктується дуттєвим вентилятором з котельної, приймається рівною 30° С. При спалюванні мазуту і наявності забору повітря з вулиці повинні встановлюватися парові або водяні калорифери.

Підземні повітропроводи, що виготовляються з цегли або залізобетону, повинні мати гладкі зацементовані внутрішні стінки. Зовнішні повітропроводи зазвичай виготовляються зварними і витік повітря в них приймається рівним нулю. Розрахунок повітропроводів як і газопроводів, зводиться в основному до визначення місцевих опорів. Опір тертя при швидкостях холодного повітря менше 10 м/с можна не враховувати. При швидкостях холодного повітря 10 — 20 м/с опір тертя повинен розраховуватися по формулі (6.6) з на-

ближеним значенням коефіцієнта $\lambda=0,02$ для залізобетонних нефутерованих повітропроводів; для цегляних або бетонних каналів слід приймати $\lambda=0,03$ при $d_e > 0,9$ м и $\lambda=0,04$ при $d_e < 0,9$ м.

Всі місцеві опори розраховуються, як правило, по формулі (6.7). Величина коефіцієнта місцевого опору визначається залежно від форми опору по таблицях.

Повітряний опір газомазутного пальника, включаючи втрату з вихідною швидкістю повітря, підраховується по формулі (6.7). При цьому для ζ , приймаються відповідні значення залежно від типу встановленого пальника по [34].

6.3 Вибір димососів і вентиляторів

Кожен котлоагрегат повинен мати свій вентилятор і димосос. При проектуванні котельних з котлами продуктивністю до 1,163 МВт (1 Гкал/год) допускається використання групових тягодуттєвих установок, які складаються з двох вентиляторів і двох димососів.

Розрахункова подача ($\text{м}^3/\text{с}$) вентилятора визначається по формулі

$$Q_v = k B_p V_e^0 a_e \frac{t_e + 273}{273}, \quad (6.9)$$

а димососа – по формулі

$$Q_d = k B_p [V_e^0 + (a_d - 1) \cdot 1,06 V_e^0] \frac{t_d + 273}{273}, \quad (6.10)$$

де k – коефіцієнт запасу по продуктивності, який дорівнює 1,1;

B_p – розрахункова витрата палива, кг/с;

V_e^0 – теоретична кількість повітря, необхідна для згорання 1 кг твердого або рідкого палива або 1 м^3 газоподібного палива, $\text{м}^3/\text{кг}$ ($\text{м}^3/\text{м}^3$);

a_e, a_d – коефіцієнти надлишку повітря перед вентилятором і димососом відповідно;

t_e, t_d – температури повітря перед вентилятором і димових газів перед димососом відповідно.

Чисельні значення приведених величин приймаються у відповідності з тепловим розрахунком котлоагрегата.

Для визначення тиску тягодуттєвих машин треба знати опір газового та повітряного трактів котлоагрегата, які розраховуються відповідно з Нормами аеродинамічного розрахунку котлоагрегатів. Повний розрахунковий опір, що розвиває тягодуттєва машина, визначається

$$H = 1,2 \Delta H, \quad (6.11)$$

де 1,2 – коефіцієнт запасу по тиску;

ΔH – перепад повних тисків по газовому тракту всіх елементів котлоагрегата (для димососа) або по повітряному тракту

(для вентилятора), Па.

Для вибору тягодуттєвої машини по каталогам визначається загальний розрахунковий опір по формулі, Па

$$H_{\text{обц}} = H\rho_x / \rho, \quad (6.12)$$

де ρ_x - щільність повітря або димових газів при даних в каталогу

температурі і тиску 101,325 кПа;

ρ - щільність повітря або димових газів перед тягодуттєвою машиною при робочих умовах.

Розрахункова потужність (кВт) електродвигуна тягодуттєвої машини визначається по формулі

$$N = 1,1 \cdot 10^{-3} QH / \eta, \quad (6.13)$$

де Q - розрахункова подача машини, м³/с;

η - ККД машини в розрахунковому режимі ($\eta \approx 0,7 \dots 0,75$);

H – розрахунковий опір газоповітряного тракту, Па.

При виборі тягодутьєвих машин для парових і водогрійних котлів слід приймати до уваги вказівки по комплектації тягодуттєвими машинами котлів і користуватися каталогами типових проектів котельних.

6.4 Вибір насосів

При проектуванні котельних установок насоси різного призначення вибираються на підставі розрахунку по каталогам відповідно до їх характеристик. Характеристики найбільш поширених типів насосів приведені в таблиці 6.7.

Таблиця 6.7 - Характеристики насосів, що використовуються в котельних.

Марка насоса	Подача, м ³ /год	Тиск, МПа	ККД, (%)	Потужність електродвигуна, кВт	Частота обертання електродвигуна, 1/хвил.
1	2	3	4	5	6
1,5К-8/19	6	0,203	44	1,5	2860
1,5КМ-8/19	11	0,174	55,5	1,5	2860
	14	0,14	53	1,5	2860
2К-20/18	11	0,21	56	2,2	2860
2КМ-20/18	20	0,185	68	2,2	2860
	22	0,175	66	2,2	2860
2К-20/30	10	0,345	50,6	4	2880
2КМ-20/30	20	0,308	64	4	2880
	30	0,24	63,5	4	2880
3К-6	30,6	0,58	52	13	2900
3КМ-6	45	0,54	63	13	2900
	61	0,45	57	17	2900

Продовження таблиці 6.7

1	2	3	4	5	6
3К-45/30	30	0,348	62	7,5	2910
	45	0,31	71	7,5	2910
	54	0,27	71,5	7,5	2910
3К-6	30,6	0,58	52	13	2900
3КМ-6	45	0,54	63	13	2900
	61	0,45	57	17	2900
4К-90/20	60	0,257	76	7,5	2910
	80	0,228	79,5	7,5	2910
	100	0,189	77	7,5	2910
4К-12	65	0,38	69	5,5	2900
4КМ-12	90	0,34	77	5,5	2900
	112	0,275	67	5,5	2900
4К-8	65	0,61	62	22	2900
	90	0,55	73	22	2940
	112	0,45	66	22	2900
4К-6	65	0,98	57	55	2900
	90	0,87	65	55	2920
	117	0,72	60	55	2950
6К-12	126	0,225	75	13	1450
6КМ-12	162	0,2	81	17	1450
	187	0,175	76	13	1450
6К-8	122	0,355	69	30	1455
	162	0,325	78	30	1455
	192	0,28	70	30	1460
8К-18	220	0,207	77	22	1455
	288	0,175	83	22	1455
	330	0,15	75	22	1460
8К-12	220	0,33	76	40	1460
	288	0,29	82	40	1460
	330	0,25	75	40	1470
Д200-36	200	0,36	72	40	1460
Д200-95	200	0,95	70	75	2940
Д320-50	320	0,5	76	75	1470
Д320-70	320	0,7	78	100	2940
Д500-36	500	0,38	80	110	985
Д500-65	500	0,65	76	132	1470
Д630-90	630	0,9	80	250	1485
Д800-28	800	0,28	86	110	985
Д800-57	800	0,57	82	200	1470

6.5 Хімічна і термічна обробка води

6.5.1 Показники якості підживлюючої і живильної води

Для забезпечення нормальної роботи парових і водогрійних котлів а також теплових мереж вода, яка в них використовується, повинна мати певні якості. Основними показниками якості води для водогрійних котлів і мереж є вміст агресивних газів (O_2 і CO_2), прозорість води, тобто вміст зважених речовин, що легко видаляються при фільтруванні, лужність і жорсткість води, тобто вміст у воді солей кальцію і магнію.

Лужність. Лужністю води називається загальний вміст в ній речовин, що обумовлюють при дисоціації або в результаті гідролізу підвищену концентрацію іонів OH^- .

В залежності від того, який аніон присутній у воді (HCO_3^- , CO_3^{2-} або OH^-), лужність називають відповідно бікарбонатною $Щ_б$, карбонатною $Щ_к$ або гідратною $Щ_г$.

Загальна лужність води $Щ_о$ виражається в міліграм-еквівалентах на 1 л. і визначається кількістю витраченої на титрування кислоти з індикаторами метілоранжа і фенолфталеїна.

Природні води в своїй більшості характеризуються бікарбонатною формою лужності, яка чисельно близька до величини загальної лужності ($Щ_о \approx Щ_б$).

Жорсткість. Жорсткістю води $Ж_о$ називають суму концентрацій катіонів кальція і магнія, виражену кількістю міліграм-еквівалентів в 1 кг (мг-екв/кг).

Загальна жорсткість підрозділяється на карбонатну $Ж_к$ і некарбонатну $Ж_{н.к.}$.

$$Ж_о = Ж_к + Ж_{н.к.}$$

Карбонатна жорсткість обумовлена наявністю в воді бікарбонатів і карбонатів кальція і магнія, некарбонатна жорсткість - наявністю в воді хлоридів і сульфатів кальція і магнія.

Негативний логарифм концентрації водневих іонів називається водневим показником рН, який для хімічно чистої води дорівнює 7. Вода для питних цілей має рН=6,5-9,0 (ГОСТ 2874-82).

В залежності від значення рН водяного розчину оцінюють реакцію середовища:

Реакція середовища	Значення рН
Кисла.....	1 - 3
Слабокисла.....	4 - 6
Нейтральна.....	7
Слаболужна.....	8 - 10
Лужна.....	11 - 14

Для більшості природних вод рН складає 6,5-7.

Концентрація водневих іонів обумовлює напрям і розвиток процесів, які здійснюються у водопідготовчих установках.

Як видно з поміщеної нижче табл. 6.8, підживлююча і мережна вода повинні бути нейтральними або мати лужну реакцію, причому в різних випадках показник рН = 7-9.

Якість води для підживлення водяних теплових мереж і живлення парових котлів повинна задовольняти вимогам норм, приведених в табл. 6.8 [19, 27].

Таблиця 6.8 – Норми якості живильної і підживлюючої води.

Показники	Одиниці виміру	Максимальна температура мережної води, °С			
		70-100		101-200	
		Норма (не менше)			
Мережна і підживлююча вода водогрійних котлів					
Розчинений кисень	мг/кг	0,1		0,05	
Зважені речовини	мг/кг	5		5	
Карбонатна жорсткість	мг-екв/кг	0,7		0,7	
рН	-	6,5-8,5		6,5-8,5	
Підживлююча вода парових котлів з робочим тиском до 0,4 МПа					
Показники	Одиниці виміру	Робочий тиск, МПа			
		0,9	1,4	2,4	4,0
Загальна жорсткість	мкг-екв/кг	40	20	15	10
Вміст з'єднань заліза	мкг/кг	-	300	200	100
Вміст з'єднань міді	мкг/кг	Не нормується			
Розчинений кисень	мкг/кг	100	50	50	30
Значення рН при 25 °С	-	8,4-10,5			
Вміст нафтопродуктів	мг/кг	5	3	3	0,5

6.5.2 Вибір методу і схеми підготовки води

Для вибору методу обробки підживлюючої води теплових мереж повинен бути відомий повний хімічний аналіз сирової води. За наявності декількох джерел водопостачання слід віддавати перевагу тому, якість води в якому дозволяє приймати простішу і дешевшу схему водоочистки. Зокрема, якщо дозволяють умови, слід використовувати господарсько-питну воду. Як відомо, за вмістом солей жорсткості всі води умовно діляться на три групи: м'які з $H_{обц} \leq 4,0$ мг – екв / л ; середньої жорсткості з $H_{обц} = 4 \div 7$ мг – екв / л і жорсткі з $H_{обц} > 7$ мг – екв / л . Для хімічної обробки підживлюючої води теплових мереж із закритим водорозбором можуть застосовуватися наступні схеми водопідготовчих установок:

- 1) одноступінчате натрій - катіонування;
- 2) освітлювання, одноступінчате натрій - катіонування;

3) коагуляція, освітлювання, одноступінчасте натрій - катіонування.

Для теплових мереж із закритим водорозбором доцільно здійснювати обробку підживлюючої води спільно з підготовкою живильної води для котлів на загальній водопідготовчій установці. При частковому підживленні теплової мережі із закритим водорозбором продувочною водою котлів решта всієї підживлюючої води повинна бути глибоко зм'якшена, для чого найбільш доцільним є застосування схеми натрій - катіонування. Обробка підживлюючої води тепломереж з відкритим водорозбором повинна передбачати: звільнення води від зважених речовин; зм'якшування або зниження лужності води; видалення розчинених у воді газів (O_2 і CO_2); знезараження води (у тому випадку, коли на водопідготовчу установку подається вода непитної якості). По гігієнічним вимогам підживлююча вода повинна задовольняти ГОСТ 2874-54 на питну воду [35]. Підживлююча вода для тепломереж з відкритим водорозбором, як правило, повинна оброблятися на окремій водопідготовчій установці.

Для хімічного очищення підживлюючої води теплових мереж з відкритим водорозбором рекомендується застосування наступних схем водопідготовчих установок:

- 1) одноступінчасте натрій - катіонування підживлюючої води;
- 2) освітлювання всієї води, одноступінчасте натрій – катіонування води;
- 3) коагуляція, освітлювання всієї води, одноступінчасте натрій – катіонування;
- 4) водень - катіонування з «голодною» регенерацією фільтрів;
- 5) освітлювання, натрій — водень катіонування з «голодною» регенерацією фільтрів;
- 6) коагуляція, освітлювання, водень - катіонування з «голодною» регенерацією фільтрів;
- 7) сумісне водень — натрій катіонування;
- 8) освітлювання, сумісне водень — натрій катіонування;
- 9) коагуляція, освітлювання, сумісне водень — натрій катіонування.

Натрій - катіонування застосовується за наявності атмосферних деаераторів для води із загальною лужністю до $4 \text{ мг} - \text{екв} / \text{л}$. При використанні деаераторів вакуумного типу, а також всіх інших методів обезкиснювання застосування натрій - катіонування величина лужності початкової води не обмежується. Водень - катіонування з «голодною» регенерацією застосовується для води із загальною жорсткістю $10 \text{ мг} - \text{екв} / \text{л}$ і менше. При цьому режимі фільтри регенеруються кількістю кислоти, розрахованою тільки на видалення солей карбонатної жорсткості. Така частково зм'якшена вода із залишковою карбонатною жорсткістю $< 0,4 \text{ мг} - \text{екв} / \text{л}$, після пропущення через декарбонізатор і деаератор, стає цілком придатною для живлення теплових мереж. Водень — натрій катіонування застосовується для води із загальною жорсткістю вище $10 \text{ мг} - \text{екв} / \text{л}$. Слід зазначити, що в цьому випадку набір устаткування хімводоочистки вимагає значних площ для його розміщення, у зв'язку з

чим схему безпосереднього водорозбору не рекомендується застосовувати для вихідної води цієї групи. Знезараження підживлюючої води тепломережі відбувається при її термічній деаерації в апаратах атмосферного типу або досягається шляхом хлорування або обробки ультрафіолетовими променями.

Продуктивність хімводоочистки при закритій системі гарячого водопостачання визначається величиною втрат в теплової мережі, які за нормальних умов експлуатації не повинні перевищувати 1—2% загальної витрати води, що циркулює в мережі, або відповідно 2,0 л/год на 1 м³ об'єму мереж і приєднаних до них місцевих систем. Апаратура для водопідготовчих установок: фільтри, освітлювачі, дозатори, солерозчинники і т. і., вибирається відповідно до номенклатури заводів-виготівників. Кількість механічних фільтрів встановлюється у всіх випадках не менш 2. При визначенні кількості катіонітних фільтрів 1-ї ступені керуються наступним:

а) Якщо фільтри вибрані з умов однієї регенерації в добу і продуктивність водоочистки не перевищує 55 т/год, то можуть бути встановлені два фільтри 1-ї ступені; при цьому повинна бути передбачена їх взаємозамінність при послідовному включенні.

б) За наявності у котельній буферних (резервних) ємкостей, що дозволяють працювати без водоочистки протягом 2 год, встановлюється не менше двох фільтрів, що розраховуються на швидкість фільтрування не вище 10 м/год.

в) У решті випадків встановлюється не менш трьох фільтрів. Температура води, що обробляється, повинна бути не нижче 15—20 °С, щоб уникнути запитніння устаткування і не вище 40 °С за умовами хімічної стійкості вживаних в даний час іонообмінних матеріалів.

Для зберігання і приготування робочих розчинів реагентів рекомендується застосування «мокрого» способу зберігання, при якому приготування насиченого розчину ведеться в баках, а приготування розчину регенерації заданої концентрації для іонітних фільтрів і транспортування його в регенований фільтр проводиться, як правило, за допомогою гідроелеватора або по інших схемах. Мокре зберігання реагентів передбачається при продуктивності хімводоочистки 5 т/год або при витраті солі більше 3 т в місяць. Для котельних, що не мають центральних реагентних складів, реагентні склади при котельній повинні бути розраховані на 30 - добовий запас реагентів при залізничній доставці і 10 – добовий запас при доставці автотранспортом.

Розглянутими способами водопідготовки проводиться лише пом'якшування води, але не забезпечується видалення з неї агресивних газів (деаерація). Деаерація або дегазування підживлюючої води є необхідною стадією загального процесу водопідготовки. Зменшення змісту кисню або вуглекислого газу може бути досягнуте як термічним, так і хімічним шляхом. Залежно від тиску, при якому здійснюється процес видалення газів з води у водогрійних котельних, деаератори умовно розділяються на вакуумні, в яких деаерація відбувається при тиску нижче 0,1 МПа, і атмосферні, такі, що працюють при тиску від 0,105 до 0,15 МПа. Атмосферні деаератори застосовуються в опалювальних котельнях за наявності в них, окрім водогрійних котлів, також па-

рових. Вакуумні деаератори набувають широкого поширення у водогрійних опалювальних котельнях для термічної деаерації додаткової мережевої води. Необхідною умовою нормальної роботи вакуумного деаератора є його надійна повітряна щільність. Тому необхідно передбачити ряд заходів, щоб уникнути проникнення повітря в деаеровану воду. До цих заходів відносяться за-судки з водянним ущільненням, відмова від фланців на стороні всмоктування, обмазування фланців (якщо вони є) спеціальною тугоплавкою кабельною ма-сою, відмова від сальників на всмоктуванні і т.п. Для стійкої роботи деаера-торної установки повинна передбачатися безперервна подача всіх потоків во-ди, причому змішення потоків води з різними температурами слід проводити до колонки деаератора; середня температура всіх потоків повинна бути ниж-че за температуру насичення в деаераторі на величину не меншої 10 °С. Пе-регріту воду з температурою вище за точку насичення можна направляти безпосередньо в акумулятор деаератора (у барботажні пристрої у водяній по-рожнині бака) через зворотний клапан. Сумарний об'єм акумуляторів деаера-торів повинен бути рівний 40 – хвилинній витраті підживлюючої води в пері-од зимового максимуму.

Застосування вакуумних деаераторів для теплопостачаючих установок з безпосереднім водорозбором допускається лише при використанні води пи-тної якості, що задовольняє ГОСТ 2874-54. Хімічна деаерація води у водог-рійних котельнях може проводитися шляхом сульфїтування. У підживлюючу мережну воду після підігріву її до 70—80 °С вводиться розчин сульфїту на-трію (Na_2SO_3). Розчинений у воді кисень окисляє сульфїт натрію в добре роз-чинний сірчаноокислий натрій: $2\text{Na}_2\text{SO}_3 + \text{O}_2 = 2\text{Na}_2\text{SO}_4$.

Сульфїтування протікає найефективніше в тих випадках, коли піджив-лення проводиться катіонованою водою. Систематичне дозування сульфїту натрію в підживлюючу воду створює в мережній воді наявність постійного надлишку Na_2SO_3 , який зв'язує кисень, що проникає в систему через нещіль-ності. У мережній воді зазвичай підтримують надлишок сульфїту у розмірі 1—2 мг/л Na_2SO_3 . Такий спосіб деаерації підживлюючої мережею води до те-перішнього часу не набув широкого поширення у водогрійних котельнях у зв'язку з високими експлуатаційними витратами в порівнянні з термічною де-аерацією.

6.5.3 Хімічна обробка води

Приступаючи до розрахунку водопідготовчої установки, необхідно знати:

- 1) з якою метою і в якій кількості використовуватиметься хімічно очищена вода (додаткова вода для живлення парових котлів, підживлення теплових мереж, технологічних потреб промислових підприємств);
- 2) показники якості початкової води;
- 3) умови, які ставляться до якості хімічно очищеної води;
- 4) продуктивність котельної і технічні характеристики котлів;
- 5) витрата пари споживачами і повернення конденсату.

На основі цих даних визначається продуктивність установки, вибирається метод обробки води, підбирається основне устаткування (фільтри, відстійники, декарбонізатори). Обчислюється витрата реагентів, вибирається додаткове устаткування (насоси, мішалки, дозатори, баки та ін.), підбираються способи автоматизації і контролю установки.

Продуктивність водопідготовчої установки парових промислових котельних (т/год), визначається по формулі:

$$G = \frac{k}{100} (a_1 + a_2 + \Pi) \cdot D, \quad (6.14)$$

де $k=1,2$ – коефіцієнт запасу;

a_1 - внутрішньокотельні витрати пари, % (зазвичай не перевищують 2%);

a_2 - максимально-можливі втрати конденсату у споживачів, %

(у закритих системах тепlopостачання розрахункова витрата деаерованої води для підживлення приймається рівною 1-2% від об'єму води в трубопроводах теплових мереж і приєднаних до них місцевих систем); Π - норма продування котлів, % (не повинна перевищувати 10% продуктивності парових котлів з тиском до 1,4 МПа, 7% - з тиском 1,4...2 МПа і 5% - з тиском 2...3,9 МПа);

D - витрата пари, т/год.

Продуктивність водопідготовчої установки задається без розрахунку витрати води на власні потреби. Методи обробки води вибираються на основі норм якості живильної води, води для підживлення і початкової води. Вода з відкритих водоймищ піддається освітлюванню. Артезіанська і питна водопровідна вода подається безпосередньо на іонітні фільтри. Вибір методу зм'якшування води слід починати з перевірки можливості застосування натрій-катіонування.

Відносна лужність внутрішньокотлової води, %:

$$L_{\text{отн.}} = \frac{40L_{\text{о.в.}}}{S_{\text{о.в.}}} \cdot 100, \quad (6.15)$$

де $L_{\text{о.в.}}$ - лужність обробленої води, мг-екв/кг;

$S_{\text{о.в.}}$ - сухий залишок обробленої води, мг/кг.

Лужність води, обробленої по методу натрій-катіонування, дорівнює лужності початкової води. Лужність води після її вапнування дорівнює близько 1 мг-екв/кг, а лужність води, обробленої по методу водород-катіонування з «голодною» регенерацією іоніту, – 0,7...1 мг-екв/кг.

Відносна лужність живильної води парових котлів не повинна перевищувати 20%. При вищому її значенні передбачається нітрація обробленої води.

Вміст вуглекислоти в парі при деаерації живильної води в деаераторах, мг/кг:

$$CO_2 = 22L_{\text{о.в.}} a(1 - \sigma), \quad (6.16)$$

де σ - міра розкладання карбонату натрію Na_2CO_3 в котлах, яка залежить від тиску пари;

a - частина додаткової води.

Вміст вуглекислоти в парі допускається не більше 20 мг/кг.

Вибравши метод зм'якшування води, приступаємо до розрахунку іонітних фільтрів. Площа фільтрування (м^2) визначається по формулі:

$$F = G/w,$$

де G - витрата води через фільтр, без урахування витрати води на власні потреби фільтру, $\text{м}^3/\text{год}$;

w – швидкість фільтрування води, $\text{м}/\text{год}$ (для фільтрів першої ступені $w=15\dots30$ $\text{м}/\text{год}$, а другої – $40\dots60$ $\text{м}/\text{год}$).

Кількість іонітних фільтрів, шт.:

$$n = F/f,$$

де f – площа перетину стандартного фільтру, м^2 .

Основні характеристики стандартних іонітних фільтрів приведені в [10]. Кількість одночасно працюючих іонітних фільтрів повинна бути не менше двох, і, окрім цього, один такий фільтр повинен знаходитися в резерві. Швидкість фільтрування м'якої води ($T_{\text{заг}} < 2$ $\text{мг-екв}/\text{кг}$) є вирішальним чинником при підборі діаметру і числа іонітних фільтрів.

Число регенерації іоніту за добу визначається по формулі

$$m = \frac{24T_{\text{заг}}G}{fhE_p n}, \quad (6.17)$$

де $T_{\text{заг}}$ – загальна жорсткість води, яка поступає у фільтр, $\text{г-екв}/\text{кг}$ (для натрій-катіонітних фільтрів другої ступені $T_{\text{заг}} = 0,1$ $\text{г-екв}/\text{кг}$);

h – висота шару іоніту у фільтрі, м (для фільтрів першої ступені $h=2,5$ м , а другого – $1,5$ м);

E_p – робоча об'ємна ємність іоніту, $\text{г-екв}/\text{м}^3$,
для натрій-катіонітних фільтрів $E_p=250\dots350$ $\text{г-екв}/\text{м}^3$.

Число регенерації іоніту не повинне перевищувати три. Якщо воно виходить великим, то слід змінити кількість фільтрів n і уточнити розрахунок.

Період міжрегенерації роботи іонітного фільтру, годин:

$$T = 24 / m - t_p, \quad (6.18)$$

де T – корисна тривалість фільтрації води, годин;

t_p - час регенерації іоніту, годин (для катіонітних фільтрів $t_p = 2$).

Витрата реагенту на одну регенерацію іоніту, кг :

$$B_c = E_p f h b_c / 1000, \quad (6.19)$$

де b_c - питома витрата реагенту, $\text{г}/\text{г-екв}$ (для натрій-катіонітних фільтрів $b_c = 350$ $\text{г}/\text{г-екв}$).

Витрата води на одну регенерацію іонітного фільтру

а) витрати води на приготування розчину регенерації, м :

$$V_{\text{рег}} = \frac{B_c \cdot 100}{1000 b_p}, \quad (6.20)$$

де b - концентрація регенераційного розчину, %;
 ρ - його щільність, т / м³ (для натрій-катіонітових фільтрів $b = 7\%$,
 $\rho = 1,04$ т / м³);

б) витрати води на розпушуюче відмивання іоніту, м³ :

$$V_{\text{раз}} = if \cdot 60t_{\text{в}} / 1000, \quad (6.21)$$

де i - інтенсивність відмивання, л / с м² ($i = 3 \dots 4$ л/с на 1 м² площі перерізу фільтра);
 $t_{\text{в}}$ - тривалість відмивання, хв ($t_{\text{в}} = 15 \dots 30$ хв).

в) витрати води на відмивання іоніту, м³ :

$$V_{\text{отм}} = b_{\text{в}} fh, \quad (6.22)$$

де $b_{\text{в}}$ - витрата води на відмивання іоніту, м³/м³ (залежить від марки іоніту, типу фільтра і лежить в межах 4...10 м³/м³).

Витрата води на власні потреби іонітної водопідготовчої установки, м³/год:

$$G_{\text{с.н.}} = (V_{\text{рег}} + V_{\text{раз}} + V_{\text{отм}})mn / 24, \quad (6.23)$$

де m - число регенерації іоніту за добу;
 n - кількість іонітних фільтрів, шт.

Сумарна витрата води на іонітну водопідготовчу установку, м³/год:

$$G_{\text{брутто}} = G + G_{\text{с.н.}},$$

Виходячи з експлуатаційної надійності, освітлювальних фільтрів у водопідготовчій установці повинно бути не менше трьох. У розрахунку передбачається два режими їх роботи: нормальний (з періодичним вимиканням одного з фільтрів на відмивання) і форсований (один з фільтрів перебуває в ремонті, другий вимкнено, а третій працює). Загальна площа перерізу всіх фільтрів, м²

$$F = Ga / w_n, \quad (6.24)$$

де G - продуктивність освітлювальних фільтрів без розрахунку витрати води на власні потреби;
 a - коефіцієнт, що враховує витрату води на потреби освітлювальних фільтрів (в залежності від кількості їхніх промивок $a = 1,03 \dots 1,1$);
 w_n - швидкість фільтрування води при нормальному режимі роботи фільтрів ($w_n = 5$ м / год).

Необхідна площа перерізу кожного фільтра, м²

$$f' = \frac{F}{n-1}, \quad (6.25)$$

де n - кількість фільтрів, шт. ($n \geq 3$).

За значенням f' підбирається стандартний фільтр з площею перерізу $f \geq f'$. Тоді швидкість фільтрування води при нормальному режимі роботи фільтру, м / год:

$$w_n = \frac{G+q}{f(n-1)}, \quad (6.26)$$

де q - середньогодинна витрата води на власні потреби фільтра ($\text{м}^3/\text{год}$), яка визначається за формулою

$$q = drn / 24, \quad (6.27)$$

де d - витрата води на одне промивання фільтра, м^3 ;
 r - число промивок фільтру за добу ($r = 1$ або 2), причому $d = i \cdot 60t / 1000$,
де i - інтенсивність промивання, яка дорівнює $10 \dots 12$ л/с м^2 ;
 t - тривалість промивання, забирає приблизно 20 хв.

Швидкість промивання води при форсованому режимі роботи фільтра, м/год

$$w_\phi = \frac{G+q}{f(n-2)}, \quad (6.28)$$

Допустимою швидкістю фільтрування води вважається $w_\phi = 7,5 \text{ м} / \text{год}$.
Якщо в результаті розрахунку $w_\phi \geq 7,5 \text{ м} / \text{год}$, то слід збільшити діаметр фільтра або додати необхідну кількість фільтрів.

6.5.4 Деаерація води

Обов'язковою стадією водопідготовки є деаерація (дегазація) живильної води і води для підживлення з метою зниження вмісту в них агресивних газів - кисню і вуглекислого газу. Широке розповсюдження отримала термічна деаерація води, яка ґрунтується на зменшенні розчинності газів у воді з підвищенням її температури.

В парових котельнях використовуються атмосферні деаератори типів ДА (робочий тиск 0,12 МПа) і ДП (робочий тиск 0,4 МПа і вище), в водогрійних - вакуумні деаератори типу ДВ (робочий тиск 0,03 МПа).

Витрата необхідної для деаерації пари визначається тепловим балансом деаератора. Як правило, атмосферні деаератори комплектуються охолоджувачами випара- кожухотрубчатими теплообмінниками, призначеними для конденсації пари, яка міститься у випару. Основні характеристики атмосферних деаераторів типу ДА наведені в табл. 6.9.

Таблиця 6.9 - Основні характеристики атмосферних деаераторів типа ДА.

Марка деаератора	Продуктивність, т / год	Корисна ємність бака-акумулятора, м ³
ДА-5/2	5	2
ДА-15/4	15	4
ДА-25/8	25	8
ДА-50/15	50	15
ДА-100/25	100	25
ДА-200/50	200	50
ДА-300/75	300	75

У водогрійних котельнях або в теплових пунктах, де немає пари, використовуються вакуумні деаератори, які працюють при тиску нижче атмосферного. Ці деаератори можуть обробляти воду при температурі нижче 100⁰ С, що дає можливість використовувати їх безпосередньо для гарячого водопостачання споживачів. Основні характеристики вакуумних деаераторів типу ДВ наведено в табл. 6.10.

У парових котельнях з відпуском теплоти у відкриті системи теплопостачання, як правило встановлюються окремі деаератори живильної води і води для підживлення (по одному деаератору кожного призначення), а в закриті системи - один загальний деаератор. Вибір кількості деаераторів регламентується [27]. Марка деаераторів вибирається за таблицями 6.9 і 6.10, виходячи з витрати деаерованої води (G_d , т/год), отриманої при розрахунку теплової схеми котельні.

Таблиця 6.10 - Основні характеристики вакуумних деаераторів типу ДВ.

Деаератора	Марка		Продуктивність, т/год
	Охолоджувача випару	Водоструминного ежектора	
ДВ-5	ОВВ-2	ЭВ-10	5
ДВ-15	«	«	15
ДВ-25	«	ЭВ-30	25
ДВ-50	ОВВ-8	«	50
ДВ-75	«	ЭВ-60	75
ДВ-100	«	«	100
ДВ-150	ОВВ-16	ЭВ-100	150
ДВ-200	«	«	200
ДВ-300	ОВВ-24	ЭВ-220	300
ДВ-400	вмонтований	«	400
ДВ-800	«	ЭВ-340	800
ДВ-1200	«	«	1200
ДВ-1600 (2×ДВ-800)	«	ЭВ-600	1600

Примітка. Цифрами в марці охолоджувачів випару позначена площа їх поверхонь нагріву (м^2), а в марці водоструминного ежектора - витрата робочої води (т/год).

6.6 Розрахунок газоводяного ежектора

Вихідні дані.

1. Принципова схема вакуумної деаераційної установки показуна на рисунку 6.2.

2. Витрата підживлюючої води прийнята рівною $G=260\text{м}^3/\text{год}$.

3. Ежектор вибрати з наступною робочою характеристикою:

$$\frac{f_e}{f_p} = \left(\frac{d_e}{d_p} \right)^2 = \left(\frac{30}{14} \right)^2 = 4.6 \quad (6.29)$$

де d_e — діаметр камери змішування, мм;
 f_e — площа перерізу камери змішення, см^2 ;
 d_p — діаметр водяного сопла, мм;
 f_p — площа перерізу водяного сопла, см^2 .

Кількість повітря, що поступає в деаератор з хімічно очищеною водою, визначається виходячи з того, що у воді при $t = 5 \text{ ? } 15 \text{ }^\circ\text{C}$ і атмосферному тиску розчинено 15 г/м^3 повітря

$$G = \frac{260 \cdot 15}{1000} = 3,9 \text{ кг/год.}$$

Кількість повітря, яку необхідно відсмоктати ежектором при підсосу 100% повітря через нещільність тракту (стики, арматура)

$$G_n = 2G = 7,8 \text{ кг/год.}$$

Абсолютний тиск води на вході в ежектор $p_p = 0,25 \text{ МПа}$ і протитиск ежектора $p_c = 0,1 \text{ МПа}$.

Перепад тиску, що створюється ежектором, розраховується по формулі

$$\frac{f_e}{f_p} = 1,03 \frac{\Delta p_p}{\Delta p_c}$$

де $\Delta p_p = p_p - p_n$; $\Delta p_c = p_c - p_n$;

P_p, P_c, P_n — абсолютні тиски води на вході і виході з ежектора і середовища, що ежектуються (точки на схемі відповідно 11, 15 и 13), МПа.

Проводимо підстановку відомих величин

$$4,6 = 1,03 \frac{p_p - p_n}{p_c - p_n} = 1,03 \frac{(2,5 - p_n)}{1 - p_n}$$

$$3.47 p_n = 1.97, \quad p_n = 0.567$$

Отриманий вакуум недостатній для роботи деаераційної установки, і тому необхідно провести перерахунок і визначити абсолютний тиск води на вході в ежектор за умови $P_n = 0,02 - 0,03 \text{ МПа}$.

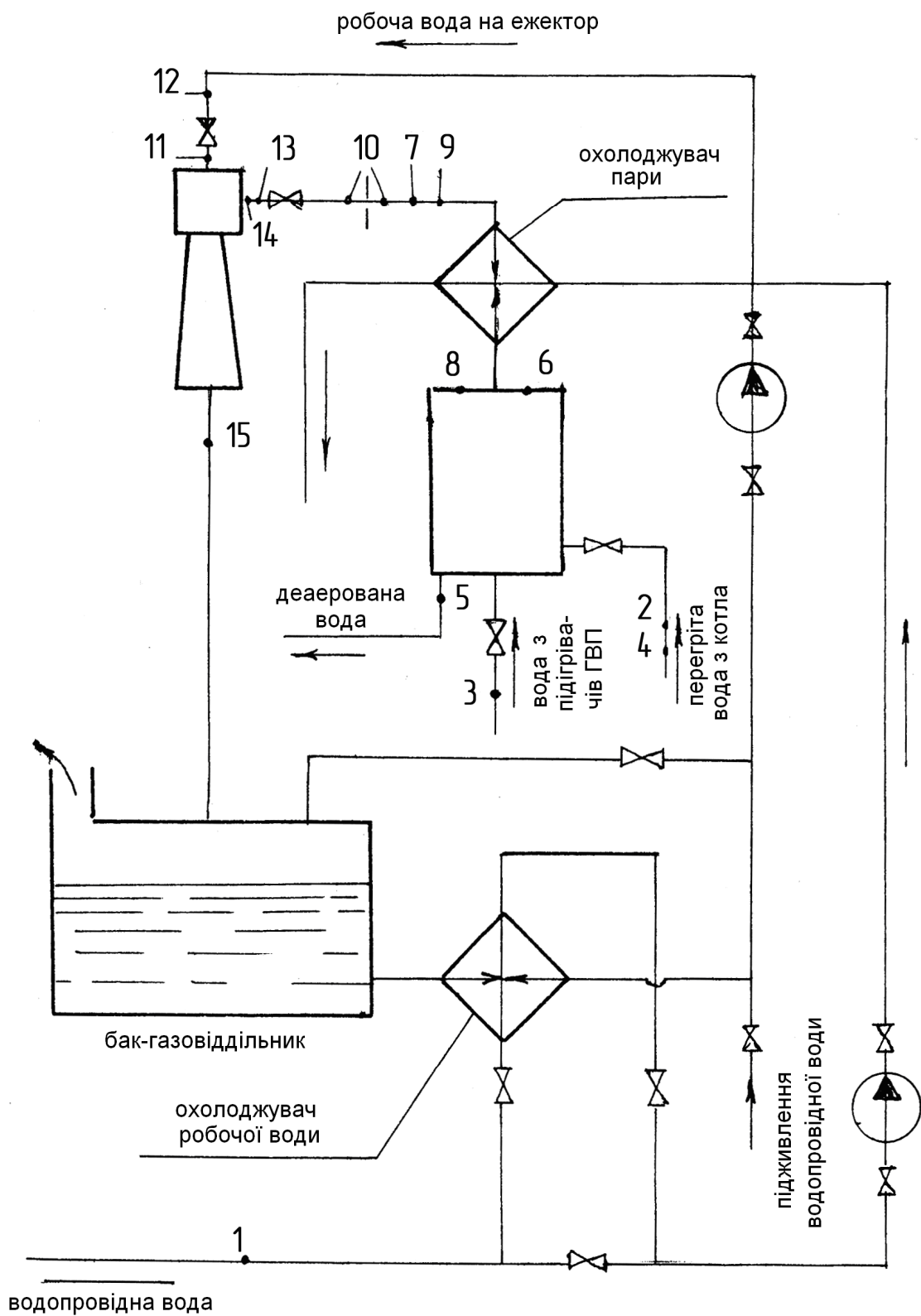


Рисунок 6.2 -Схема вакуумної деаераційної установки

Точки 1 ? 15 показують місце вимірювання основних параметрів робочих середовищ –тиску, температури, витрати потоків рідини і газоповітряної суміші.

Для здійснення цього необхідно, щоб виконувалося наступне співвідношення

$$4.6 = 1.03 \left(\frac{P_p - 0,03}{1 - 0,03} \right) \cdot 10^{-1}$$

Звідки $P_p = 0,4465$ МПа при $P_H = 0,03$ МПа, або

$$4.6 = 1.03 \left(\frac{P_p - 0,02}{1 - 0,02} \right) \cdot 10^{-1}$$

В цьому випадку $P_p = 0,4487$ МПа. при $P_H = 0,02$ МПа.

Приймаємо $p_H = 0,02$ МПа і для підрахунку витрати води через ежектор визначимо об'ємний коефіцієнт ежекції I_o і об'ємний коефіцієнт повітря V_B через ежектор:

$$I_o = 0,85 \sqrt{\frac{\Delta p_p}{\Delta p_c} - 1}$$

$$I_o = 0,85 \sqrt{\frac{0,4487 - 0,02}{0,1 - 0,02} - 1} = 0,85 \sqrt{5,358 - 1} = 0,968$$

V_B визначимо з рівняння Клайперона:

$$G_H = \frac{p_e V_e}{R_e T_e} = \frac{(p_H - p_n) V_p}{R_e T_p},$$

де p_e — парціальний тиск повітря, МПа;

p_n — абсолютний тиск насиченої пари (при температурі води)

$$p_n = 0,0043 \text{ МПа};$$

$R_B = 29,27$ кг·м/кг·град — універсальна газова постійна повітря;

$$T_p = 273 + 30 = 303 \text{ К};$$

$G_H = 7,8$ кг/год — кількість видаленого повітря

$$V_e = \frac{G_H R_e T_p}{(p_H - p_n) 10^4} = \frac{7,8 \cdot 29,7 \cdot 303}{(0,02 - 0,0043) 10^5} = 44,7 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Об'єм води, що проходить через ежектор, визначається по формулі

$$I_o = \frac{V_e}{V_p}$$

где V_B — об'ємна витрата пароповітряної суміші, $\text{м}^3/\text{год}$;

V_p — об'ємна витрата робочої води, $\text{м}^3/\text{год}$

$$V_p = \frac{V_e}{I_o} = \frac{44,7}{0,968} = 46,18 \text{ м}^3/\text{год};$$

Виходячи з підрахованих величин абсолютного тиску $p_p = 0,4487$ МПа і витрати води $V_p = 46,18 \text{ м}^3/\text{год}$, проводиться вибір насосів.

Швидкість води на виході з сопла (діаметром 14мм) в розглянутому випадку складає 100 м/с.

6.7 Вибір ємкостей

В котельних встановлюються баки (ємкості) для збору конденсату, збору живильної і робочої води.

Для збору конденсату, який йде від споживачів і дренажів паропроводів, а також води, яка спускається з деаераторів, використовують 2 баки, ємкість кожного з яких визначається з розрахунку півгодинної витрати конденсату, що повертається, м³.

$$V_{\kappa} = \frac{0,5G_n}{\rho_{\kappa}} 3600, \quad (6.30)$$

де G_n – кількість конденсату, який повертається від споживачів, кг/с;
 ρ_{κ} - щільність конденсату, кг/м³.

Сумарна ємкість баків для акумулювання деаерованої води для підживлення теплових мереж при закритій системі тепlopостачання визначається з розрахунку 20-хвилинної продуктивності деаератора, м³

$$V_n = 1/3 \frac{G_d}{\rho_d} 3600, \quad (6.31)$$

де G_d – продуктивність деаератора, кг/с (відома з розрахунку теплової схеми котельної);
 ρ_d - щільність деаерованої води для підживлення, кг/м³.

Сумарну ємкість м³ баків-акумуляторів води для підживлення при відкритій системі тепlopостачання рекомендується вибрати таку, що дорівнює шести-, восьмикратній середньогодинній за добу витраті води на гаряче водопостачання, м³

$$V_a = (6..8) \frac{G_{z.v.}}{\rho_{z.v.}} 3600, \quad (6.32)$$

де $G_{z.v.}$ – витрата води на гаряче водопостачання, кг/с (відома з розрахунку теплової схеми котельної);
 $\rho_{z.v.}$ - щільність води для підживлення, кг/м³.

Кількість баків-акумуляторів повинна бути не менше двох і до того ж однакової ємкості.

Контрольні питання до розділу 6

- 1 Номенклатура і технічна характеристика парових котлів для промислово-опалювальних котелень та ТЕЦ.
- 2 Номенклатура і технічна характеристика водогрійних котлів для промислово-опалювальних, опалювальних котелень і ТЕЦ.
- 3 Особливості роботи водогрійних котлів в піковому режимі.
- 4 Гранично допустимі параметри для водогрійних котлів.
- 5 ККД парового котла. Аналіз статей втрат теплоти палива, що входять до рівняння ККД.
- 6 Обчислення витрати палива для парових котлів.
- 7 Призначення розширювача безперервної продувки. Принцип роботи. Розрахунок основних параметрів.
- 8 Призначення повітропідігрівачів. Основи розрахунку повітропідігрівачів.
- 9 Призначення водяного економайзера. Типи, методика розрахунку.
- 10 Мінімально допустима температура води на вході в водогрійний котел.
- 11 Порядок гідравлічного розрахунку газоповітряного тракту.
- 12 Вибір димососів і вентиляторів для парових та водогрійних котлів. Основні типорозміри тяго-дутьєвих машин та їх технічні характеристики.
- 13 Живильні насоси для парових котлів. Номенклатура, технічна характеристика. Порядок вибору.
- 14 Рециркуляційні насоси для водогрійних котлів. Номенклатура, технічна характеристика. Порядок вибору.
- 15 Мережеві насоси для водогрійних котлів. Номенклатура, технічна характеристика. Порядок вибору.
- 16 Хімічні методи обробки живильної і підживлюючої води. Основне обладнання та схема технологічного процесу.
- 17 Термічна обробка води в парових та водогрійних котельнях. Основне обладнання, технічна характеристика, принцип дії.
- 18 Норми якості живильної і підживлюючої води.
- 19 Ємності, які використовуються в котельнях і на ТЕЦ. Їх призначення, порядок вибору.
- 20 Основне обладнання систем паливоподачі при спалюванні газоподібного палива.
- 21 Основне обладнання систем паливоподачі при спалюванні твердого палива.
- 22 Основне обладнання систем паливоподачі при спалюванні рідкого палива.
- 23 Основне обладнання котелень і ТЕЦ для захисту навколишнього природного середовища.

7 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОБЛАДНАННЯ ВОДОПІДГОТОВЧОЇ УСТАНОВКИ

7.1 Вихідні дані

Хімводоочистка призначається для приготування води, що йде на живлення парових котлів, компенсацію втрати пари і конденсату і підживлення теплових мереж закритої системи тепlopостачання (температура в тепловій мережі 150/70°C).

В котельні встановлюється чотири котла ДЕ 10-14ГМ, що працюють на мазуті.

Для деаерації живильної та підживлюючої води в котельні встановлюється загальний термічний барботажний деаератор.

Пароводяний баланс котельної приведено в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Пароводяний баланс котельної

№ п/п	Найменування	Розмірність	Максимальний зимовий режим	Літній режим
1	Паропродуктивність котельної	т/год	52	13
2	Витрата пари на виробництво (технологічні потреби без повернення конденсата)	-//-	6,8	8,0
3	Втрати пари на виробництві	-//-	6,5	4,8
4	Втрати пари в теплових мережах (кількість конденсату в підживлюючій воді)	-//-	1,0	-
5	Втрати з випаром в деаераторі	-//-	0,2	0,1
6	Втрати в котельній (2% від паропродуктивності)	-//-	0,8	0,3
7	Сумарні втрати пари і конденсату	-//-	8,5	4,4
8	Те ж, по відношенню до паропродуктивності	%	16,3	31,0
9	Витрата води на підживлення тепломережі	т/год	4,8	-
10	Витрата води на гаряче водопостачання	-	-	-

Джерелом водопостачання котельні служить артезіанська свердловина. Представлені замовником два аналізи, відібрані в різний час, підтверджують сталість складу води і правильність зроблених визначень.

Вихідна вода має наступний склад, який представлений у таблиці 7.2.

Таблиця 7.2 – Склад вихідної води

№ п/п	Найменування	Позначення	Одиниці виміру	
			мг-екв/л	мг/л
1	Сухий залишок	$S_{u.в}$	-	819
2	Жорсткість загальна	H_0	7,6	-
3	Жорсткість карбонатна	H_k	2,6	-
4	Катіони:			
	кальцій	Ca^{2+}	4,0	80*
5	магній	Mg^{2+}	3,6	44*
6	натрій	Na^+	6,1*	140*
7	Сума катіонів	$\Sigma Кат$	13,7*	-
8	Аніони:			
	хлориди	Cl^-	5,5*	194
9	сульфати	SO_4^{2-}	5,6*	268
10	бікарбонати	HCO_3^-	2,6	159*
11	Сума аніонів	$\Sigma Ан$	13,7*	-
12	pH=7,0			

Примітка. Цифри, позначені зірочкою (*), отримані розрахунком. Див. нижче розділ 7.5.

Вода надходить у котельню з температурою 5⁰С і тиском 0,15 МПа.

Якість живильної води для водотрубних парових котлів з робочим тиском до 1,4 МПа відповідно до [32] має бути наступною:

Загальна жорсткість - 0,02 мг-екв / л;

Розчинений кисень - 0,03 мг / л;

Вільна вуглекислота - відсутня;

Вміст масел - 3 мг/ л.

Якість води для підживлення теплових мереж має задовольняти таким нормам [19]:

розчинений кисень - 0,05 мг/л;

завислі речовини - 5 мг/л;

карбонатна жорсткість - 0,7 мг-екв/л;

pH - 6,5 ÷ 8,5;

вільна вуглекислота - відсутня.

При невеликій витраті води на підживлення теплових мереж доцільно здійснювати підживлення живильною деаерованою водою.

Якість води для підживлення теплових мереж в даному випадку має відповідати вимогам до якості живильної води для парових котлів.

7.2 Вибір схеми приготування води

Для вибору схеми приготування води визначаємо наступні чотири основні показники:

- величину безперервної продувки;
- відносну лужність;
- вміст вуглекислоти в парі;
- кількість і якість води, що скидається від водопідготовки.

Величина безперервної продувки котлів розраховується згідно рівнянню

$$P_{II} = \frac{S_X \Pi_K \cdot 100}{S_{к.в} - S_X \Pi_K} = \frac{871 \cdot 0,31 \cdot 100}{3000 - 871 \cdot 0,31} = 9,9\%,$$

де $S_X = 871$ мг/л (розрахунок сухого залишку хімочищеної води по п. 7.6);

$\Pi_K = 0,31$ (табл.7.1, п.8);

$S_{к.в} = 3000$ мг/л (згідно даних Бійського котельного заводу).

Відносна лужність хімочищеної води визначається з рівняння

$$\text{Щ}_{от}^X = \frac{40 \text{Щ}_X \cdot 100}{S_X} = \frac{40 \cdot 2,6 \cdot 100}{871} = 12\%,$$

де 40 – еквівалент NaOH, мг/л;

Щ_X - лужність хімочищеної води дорівнює лужності вихідної води при обробці по схемі натрій-катіонування, $\text{Щ}_X = 2,6$ мг-екв/л (таблиця 7.2, п.10);

Вміст вуглекислоти в парі розраховується за рівнянням

$$C_{vг} = 22 \text{Щ}_X \alpha_X (\sigma_1 + \sigma) = 22 \cdot 2,6 \cdot 0,31 (0,4 + 0,7) = 19,5 \text{ мг/л.},$$

де α_X - частка хімочищеної води у живильній;

σ_1 – частка розкладання NaHCO_3 в котлі, дорівнює $(1 - \sigma_d)$;

σ - частка розкладання Na_2CO_3 в котлі при відповідному тиску;

σ_d - частка розкладання NaHCO_3 в барботажному деаераторі.

Кількість і якість скидних вод від водопідготовки підраховується за п. 7.7.

Умовно приймається, що кількісний склад шкідливих речовин у скидних водах не перевищує гранично допустимих концентрацій для приймача стічних вод.

Згідно всім чотирьом показникам підходить схема натрій-катионування.

Далі визначається продуктивність водопідготовки, розраховується і вибирається основне та допоміжне обладнання. Технологічна схема двохступеневої Na-катионітної установки приведена на рисунку 7.1.

7.3 Визначення продуктивності водопідготовчої установки

Продуктивність водопідготовчої установки складається з таких витрат хімічещеної води:

- а) максимальної витрати води на заповнення втрат пари і конденсату - 15,3 т / год, з них:
 - витрата пари на виробництво - 6,8 т / год (таблиця 7.1);
 - інші втрати пари і конденсату - 8,5 т / год (таблиця 7.1).

- б) витрати хімічещеної води на підживлення тепломережі- 3,8 т / год,
 $4,8 - 1 = 3,8$ т / год,

де 4,8 - витрата води на підживлення тепломережі, т/год;

1 - кількість конденсату в підживлюючій воді;

- в) витрати хімічещеної води, що пов'язані з продувкою котлів – 9,9%

$$52 * 9,9 / 100 = 5,2 \text{ т / год,}$$

де 52 - максимальна паропроодуктивність котельної;

9,9 - розрахований вищий відсоток продувки котлів.

Разом 24,3 т / год

У подальших розрахунках продуктивність водопідготовчої установки приймається 25 т/год.

7.4 Вибір обладнання водопідготовчої установки

З аналізу артезіанської води, наведеного вище, загальна жорсткість вихідної води складає $H = 7,6$ мг-екв/л.

Розрахунок обладнання проводиться, починаючи з «хвостової» частини, тобто з натрій-катионітних фільтрів II ступені, так як обладнання повинне забезпечити додаткову кількість води, що йде на власні потреби водопідготовки.

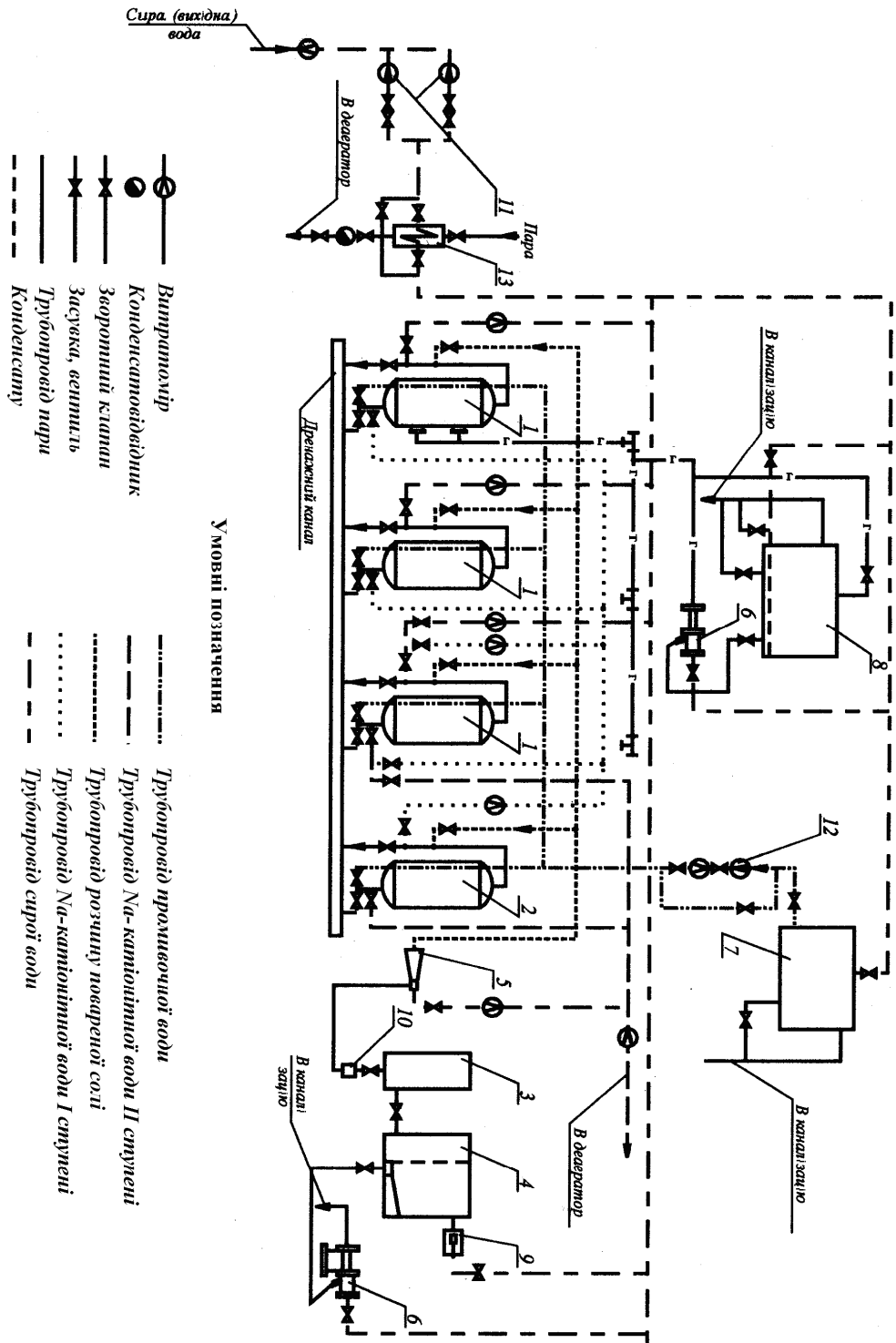


Рисунок 7.1 – Схема натрій-катионітної установки

Перелік технологічного обладнання, позначеного на схемі.

- 1 Na-катіонітний фільтр I-ї ступені.
- 2 Na-катіонітний фільтр II-ї ступені.
- 3 Мірник міцного розчину солі.
- 4 Резервуар мокрого зберігання солі.
- 5 Ежектор розчину солі.
- 6 Водострумінний насос.
- 7 Бак промивної води.
- 8 Бак гідроперевантаження фільтруючих матеріалів.
- 9 Бачок постійного рівня розчину солі.
- 10 Поплавковий регулятор постійного рівня розчину солі.
- 11 Насос сирої води.
- 12 Насос промивочної води.
- 13 Підігрівач сирої води.

7.4.1 Натрій-катіонітні фільтри II-ї ступені

Для скорочення кількості встановленого обладнання і його уніфікації приймається однотипні конструкції фільтрів для I и II ступені.

Для другої ступені встановлюється два фільтри; другий фільтр використовується для другої ступені в період його регенерації і одночасно є резервним для фільтрів першої ступені катіонування .

Приймається до установки фільтр $D_y = 1500$ мм, $H_{cl} = 2000$ мм.

Розрахунок виконаний за методикою, викладеною в [33].

Кількість солей жорсткості, що підлягають видаленню, визначається з рівняння

$$A_{II} = 24 \cdot J_{в II} \cdot Q_{Na} = 24 \cdot 0,1 \cdot 25 = 60 \text{ г-екв/доб},$$

де $J_{в II}$ - жорсткість фільтрату після фільтрів I ступені катіонування, мг-екв/л

Q_{Na} - продуктивність Na-катіонітних фільтрів, м³/год

Число регенерацій фільтра за добу визначається з рівняння

$$n_{II} = \frac{A_{II}}{f_{Na} \cdot H_{cl} \cdot E_{pII}^{Na}} = \frac{60}{1,72 \cdot 2 \cdot 300} = 0,06 \text{ рег/доб},$$

де f_{Na} - площа фільтрування Na-катіонітного стандартного фільтра, м² ;

E_{pII}^{Na} - робоча об'ємна ємність сульфовугілля, г-екв/м³.

Межрегенерацийний період роботи фільтра по рівнянню

$$T_{II} = \frac{1 \cdot 24}{n} - t_{pez}^{Na} = \frac{1 \cdot 24}{0,06} - 2 = 398 \text{ год,}$$

де 1 – число працюючих фільтрів;

t_{pez}^{Na} – час регенерації фільтра, год;

n – кількість регенерації кожного катіонітного фільтра за добу.

Регенерація фільтрів повинна проводитися близько двох разів в місяць.

Швидкість фільтрування

$$W_{II} = \frac{Q_{Na}}{f_{Na}} = \frac{25}{1,72} = 14,5 \text{ м/ГОД.}$$

Витрата 100%-ної солі на одну регенерацію натрій-катіонітного фільтра II ступені

$$Q_C^P = \frac{E_{pII}^{Na} \cdot f_{Na} \cdot H_{cl} \cdot q_c}{1000} = \frac{300 \cdot 1,72 \cdot 2 \cdot 350}{1000} = 362 \text{ кг/рег,}$$

де q_c - питома витрата солі на регенерацію фільтрів, г/г-екв.

Об'єм 26%-го насиченого розчину солі на одну регенерацію складає:

$$Q_{H.P} = \frac{Q_C^P \cdot 100}{1000 \cdot 1,2 \cdot 26} = \frac{362 \cdot 100}{1000 \cdot 1,2 \cdot 26} = 1,16 \text{ м}^3,$$

де 1,2 – питома вага насиченого розчину солі $t = 20^\circ\text{C}$;

26 %-ий зміст солі (NaCl) в насиченому розчині при $t = 20^\circ\text{C}$.

Витрата технічної солі за добу

$$Q_C^{sym} = \frac{Q_C^P \cdot n_{II} \cdot 100}{p} = \frac{362 \cdot 0,06 \cdot 100}{96,5} = 22,5 \text{ кг/доб,}$$

де n_{II} - число регенерацій фільтра за добу;

p - вміст NaCl в технічній солі, %.

Витрата технічної солі на регенерацію фільтрів в місяць

$$Q_C^M = Q_C^{sym} \cdot 30 = 22,5 \cdot 30 = 675 \text{ кг.}$$

Витрата води на регенерацію натрій-катіонітного фільтра складається з:

а) витрати води на розпушуючу промивку фільтра

$$Q_{взр} = \frac{i \cdot f_{Na} \cdot 60 \cdot t_{взр}}{1000} = \frac{3 \cdot 1,72 \cdot 60 \cdot 15}{1000} = 4,7 \text{ м}^3,$$

де i - інтенсивність розпушення сульфовугілля л/с на 1 м² площі фільтрування;

$t_{взр}$ - тривалість розпушуючої промивки, хв;

б) витрати води на приготування регенераційного розчину солі

$$Q_{рег} = \frac{Q_C^P \cdot 100}{1000 \cdot b \cdot \rho_{p.p}} = \frac{362 \cdot 100}{1000 \cdot 7 \cdot 1,04} = 5 \text{ м}^3,$$

де b - вміст солі (NaCl) в регенераційному розчині, %;

$\rho_{p.p}$ - питома вага 7%-го розчину солі при $t = 20^{\circ}\text{C}$;

в) витрати води на відмивання катионіту від продуктів регенерації

$$Q_{омм} = q_{ом} \cdot f_{Na} \cdot H_{сл} = 4 \cdot 1,72 \cdot 2 = 13,8 \text{ м}^3,$$

де $q_{ом}$ - витрата води на відмивання 1 м^3 сульфовугілля, м^3 .

Витрата води на одну регенерацію натрій-катионітного фільтра II ступені з урахуванням використання відмивочних вод для розпушування

$$Q_{С.Н}'' = Q_{взр} + Q_{рег} + (Q_{омм} - Q_{взр}) = 4,7 + 5 + (13,8 - 4,7) = 18,8 \text{ м}^3/\text{рег}.$$

Витрата води на одну регенерацію за добу в середньому складає

$$18,8 \cdot 0,06 = 1,1 \text{ м}^3/\text{доб}.$$

7.4.2. Натрій-катионітні фільтри I-ї ступені

Як раніше було сказано, до установки для I ступені приймаються фільтри О1500, $H_{сл} = 2000 \text{ мм}$.

Кількість солей жорсткості, що підлягають видаленню, визначається з рівняння

$$A_I = (Ж_{ВІ} - Ж_0) \cdot Q_{Na} \cdot 24 = (7,6 - 0,1) \cdot 25 \cdot 24 = 4500 \text{ г-екв/доб},$$

де $Ж_{ВІ}$ - жорсткість води, що поступає на Na – катионітні фільтри I ступені, мг-екв/л;

$Ж_0$ - остаточна жорсткість після першої ступені катіонування, мг-екв/л.

Число регенерацій всіх Na – катионітних фільтрів I ступені визначається з рівняння

$$n_I = \frac{A_I}{f_{Na} \cdot H_{сл} \cdot E_{pl}^{Na}} = \frac{4500}{1,72 \cdot 2 \cdot 230} = 5,6 \text{ рег/доб},$$

де E_{pl}^{Na} - робоча об'ємна можливість сульфовугілля, яка визначається з рівняння

$$E_{pl}^{Na} = \alpha_{Na} \cdot \beta_{Na} \cdot E_{нол} - 0,5 \cdot q_{yd} \cdot Ж_{ВІ} = 0,74 \cdot 0,67 \cdot 500 - 0,5 \cdot 5 \cdot 7,6 = 230 \text{ г-екв/м}^3$$

де α_{Na} – коефіцієнт ефективності регенерації, що враховує неповноту регенерації в залежності від питомої витрати солі на регенерацію $q_c = 150 \text{ г/г-екв}$;

β_{Na} – коефіцієнт, що враховує зниження обмінної можливості катионіта за рахунок затримання солей натрію;

0,5 – частка пом'якшеної відмивочної води;

q_{yd} - витрата води на відмивку 1 м^3 катіоніта, м^3 ;

$E_{пол}$ – повна об'ємна можливість сульфовугілля, г-екв/м^3
(по заводським даним або з [33]).

Число регенерацій кожного з прийнятих до установки двох Na - катіонітних фільтрів I ступені $\text{O}1500\text{мм}$ за добу складає

$$n_I = \frac{5,6}{2} = 2,8 \text{ рег/доб (допускається не більш 3-х).}$$

Межрегенерацийний період роботи

$$T_I = \frac{24 \cdot 2}{n_I} - t_{рег}^{Na} = \frac{24 \cdot 2}{5,6} - 2 = 6,7 \text{ год,}$$

де 2 – число робочих фільтрів;

n_I – загальне число регенерацій;

$t_{рег}^{Na}$ - термін регенерацій фільтрів;

таким чином регенерація кожного Na - катіонітного фільтра проводиться близько одного разу за зміну.

Швидкість фільтрації нормальна (при роботі всіх фільтрів)

$$W_H = \frac{Q_{Na}}{f_{Na} \cdot a} = \frac{25}{1,72 \cdot 2} = 7,3 \text{ м/год (допустима 15 м/год),}$$

де a - кількість працюючих фільтрів, приймається не менш двох.

Максимальна швидкість (при регенерації одного з фільтрів)

$$W_{макс} = \frac{Q_{Na}}{f_{Na} \cdot (a-1)} = \frac{25}{1,72 \cdot (2-1)} = 14,5 \text{ м/год (допустима- 25м/год).}$$

Витрата 100%-ої солі на одну регенерацію натрій-катіонітного фільтра I ступені

$$Q_C^P = \frac{E_{Pl}^{Na} \cdot f_{Na} \cdot H_{сл} \cdot q_c}{1000} = \frac{230 \cdot 1,72 \cdot 2 \cdot 150}{1000} = 119 \text{ кг/рег,}$$

де E_{Pl}^{Na} – робоча об'ємна можливість сульфовугілля (див. розрахунок вище), г-екв/м^3 ;

q_c – питома витрата солі, г/г-екв .

Об'єм 26%-го насиченого розчину солі на одну регенерацію

$$Q_{H.P} = \frac{Q_C^P \cdot 100}{1000 \cdot 1,2 \cdot 26} = \frac{119 \cdot 100}{1000 \cdot 1,2 \cdot 26} = 0,4 \text{ м}^3,$$

значення величин у формулі див. вище (розрахунок натрій-катіонітного фільтра II ступені).

Витрата технічної солі за добу визначається з рівняння

$$Q_C^{сум} = \frac{Q_C^P \cdot n_I \cdot 100}{p} = \frac{119 \cdot 5,6 \cdot 100}{96,5} = 690 \text{ кг/доб,}$$

де n_I - число регенерацій фільтрів за добу;

96,5% - вміст NaCl в технічній солі.

Витрата технічної солі на регенерацію натрій-катіонітних фільтрів I ступені в місяць складає

$$Q_C^M = Q_C^{\text{доб}} \cdot 30 = 690 \cdot 30 = 20700 \text{ кг/місяць.}$$

Витрата води на регенерацію натрій-катіонітних фільтрів I ступені складається з:

а) витрати води на розпушуючу промивку фільтра

$Q_{\text{взр}} = 4,7 \text{ м}^3$ (див. розрахунок натрій-катіонітного фільтра II ступені);

б) витрати води на приготування регенераційного розчину солі

$$Q_{\text{рег.}} = \frac{Q_C^P \cdot 100}{1000 \cdot b \cdot \rho_{p.p}} = \frac{119 \cdot 100}{1000 \cdot 7 \cdot 1,04} = 1,6 \text{ м}^3$$

позначення див. вище (розрахунок натрій-катіонітного фільтра II ступені);

в) витрати води на відмивку катіоніта

$$Q_{\text{ом}} = 13,8 \text{ м}^3$$

(див. розрахунок натрій-катіонітного фільтра II ступені).

Витрата води на одну регенерацію натрій-катіонітного фільтра I ступені так само, як і для натрій-катіонітних фільтрів II ступені, з урахуванням використання відмивочних вод для розпушування буде складати

$$Q_{C.H}^I = Q_{\text{взр}} + Q_{\text{рег.}} + (Q_{\text{ом}} - Q_{\text{взр}}) = 4,7 + 1,6 + (13,8 - 4,7) = 15,4 \text{ м}^3/\text{рег}$$

Витрата води на регенерацію натрій-катіонітних фільтрів за добу

$$Q_{C.H}^{\text{сум}} = Q_{C.H}^I \cdot n_I = 15,4 \cdot 5,6 = 86,2 \text{ м}^3/\text{доб},$$

де n_I - число регенерацій натрій-катіонітних фільтрів I ступені за добу.

Середньогодинна витрата води на власні потреби натрій-катіонітних фільтрів I та II ступені.

$$q_{\text{ср}} = \frac{Q_{C.H}^{\text{сум}} - Q_{C.H}^{II}}{24} = \frac{86,2 - 1,1}{24} = 3,6 \text{ м}^3/\text{год.}$$

7.4.3 Насоси вихідної води

Насоси вихідної (сирої) води повинні забезпечити максимальну витрату хімоочищеної води для живлення парових котлів, підживлення тепломережі і додаткові максимальні витрати води на власні потреби хімводоочистки.

Продуктивність насосів сирої води

$$Q_{C.B} = Q_{Na} + Q_{\text{ом}} = 25 + 13,8 = 38,8 \text{ м}^3/\text{год}$$

Необхідний тиск насосів сирій води складається з:

втрати тиску в пароводяному підігрівачі вихідної води	- 4 м в.ст. ;
втрати тиску в натрій-катіонітному фільтрі I ступені	- 7 - "-;
II ступені	- 9 - "-
втрати тиску в підігрівачі хімоочищеної води	- 4 - "-
втрати тиску на ввіді в деаератор	- 5 - "-
висота підйому води в деаераторі	- 12 - "-
втрати тиску в шайбах витратомірів 1,5*3	- 4,5 - "-
втрати тиску в трубопроводах	- 3 - "-
сумарна втрата тиску	- 48,5 м в.ст.

Необхідний тиск насосів з урахуванням тиску на ввіді в котельню, рівного 15 м в.ст., складе $48,5-15=33,5$ м в.ст.

Приймаються до установки два насоси сирій води типу 3к-6а (один з них - резервний) з наступною характеристикою: $Q=40$ м³/год; $H=45$ м в.ст. з електродвигуном типу А02-51-2, $N=10$ кВт; $n=2900$ об / хв. [8]

7.4.4 Підігрівач вихідної води

Кількість теплоти, яка необхідна для підігріву вихідної води, визначається з рівняння

$$Q = 28,6 \cdot 1000 \cdot 4,19 \cdot (25 - 5) = 2396680 \text{ кДж/год,}$$

де 28,6 – витрата води водопідготовчої установки з урахуванням власних потреб, м³/год;

+25 – температура води після підігріву, °С;

+5 – температура вихідної води, °С.

Витрата пари ($p=0,6$ МПа, пар насичений)

$$D = \frac{2396680}{(2765 - 694,3) \cdot 0,98} = 1,2 \text{ т/год.}$$

Перевіряємо можливість установки підігрівача з поверхнею нагріву $F=2,8$ м².

Швидкість води в трубках підігрівача буде

$$W = \frac{28,6}{3600 \cdot 0,00646} = 1,23 \text{ м/с},$$

де 0,00646 – площа перерізу трубок підігрівача, м².

Необхідна площа поверхні нагріву пароводяного підігрівача

$$H = \frac{2396680}{1392 \cdot 149 \cdot 3600} = 3,23 \text{ м}^2,$$

де 1392 – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²·К;

149 – середня логарифмічна різниця температур, що визначається при протитоку:

$$\Delta t_{\delta} = 159 \text{ }^{\circ}\text{C}, \Delta t_{\text{м}} = 139 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t = \frac{159 - 139}{2,3 \lg \frac{159}{139}} = 149 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

До установки приймається підігрівач Бійського котельного заводу з поверхнею нагріву F=3,97 м².

7.4.5 Мірник розчину солі

Ємність мірника розчину солі приймається по більшій витраті солі на одну регенерацію для натрій-катіонітних фільтрів II ступені

$$V_M = 1,3 \cdot 1,16 = 1,5 \text{ м}^3,$$

де 1,3 - коефіцієнт запасу ємності;

1,16- об'єм 26%-го розчину солі на одну регенерацію фільтра (див. розрахунок Na-катіонітного фільтра II ступені).

Висота мірника приймається рівною висоті бункера солі, так як мірник наповнюється, як сполучені сосуди, за міжрегенераційний період.

Приймається до установки мірник: V = 1,5 м³; O 970мм; H=2000мм.[21].

7.4.6 Резервуар «мокрого» зберігання солі

Витрата технічної солі на регенерацію натрій-катіонітних фільтрів I і II ступені в місяць складе

$$20700 \text{ кг} + 675 \text{ кг} = 21375 \text{ кг} \cong 21,4 \text{ т}.$$

Ємність резервуара для зберігання солі при доставці її автотранспортом приймаємо рівною 10-добовому запасу

$$V = \frac{1,5 \cdot 21,4}{3} = 10,7 \text{ м}^3,$$

де 1,5 – коефіцієнт запасу ємності згідно [20].

Для „мокрого” зберігання солі приймаємо залізобетонний двокамерний резервуар ємністю $V = 12 \text{ м}^3$ з урахуванням доставки солі самоскидом вантажопідйомністю 3т.

7.4.7 Бак промивочної води

Для розпушуючої промивки Na-катіонітних фільтрів I и II ступені встановлюється бак, ємність якого дорівнює

$$V_B = 4,7 \cdot 1,3 = 6 \text{ м}^3,$$

де 4,7 витрата води на одну розпушуючу промивку

(див. розрахунки натрій-катіонітного фільтра II ступені);

1,3 – коефіцієнт запасу ємності

Приймаємо до установки бак ємністю $V = 6 \text{ м}^3$.

7.4.8 Насос промивочної води

Тиск насоса для розпушуючої промивки натрій-катіонітних фільтрів складається з:

опору натрій-катіонітних фільтрів

при швидкості розпушення 10 м/год

- 7 м в.ст.;

опору трубопроводів

- 2 м в.ст.;

опору шайби-витратоміра

- 1,5 м в.ст.;

сумарні втрати тиску

- 11 м в.ст.

Продуктивність насоса повинна забезпечити розпушуючу промивку фільтра $D_y = 1500 \text{ мм}$

$Q_{взр} = 4,7 \text{ м}^3$, термін розпушення 15 хвилин.

Приймаємо до установки один промивочний насос типу 2к-9а з наступною характеристикою:

$Q = 25 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 13,2 \text{ м в.ст.}$ з електродвигуном типа АОЛ2-21-2, $N = 1,5 \text{ кВт}$, $n = 2860 \text{ об/хв.}$ [21]

7.5 Перевірка хімічних аналізів води

Аналіз води, покладений в основу розрахунку водопідготовчої установки, наведено в табл. 7.2.

Перевірка аналізу проводиться за наступними показниками:

1 Сума катіонів, виражена в мг-екв / л, повинна дорівнювати сумі

$$\sum Kat = \sum An$$

При відсутності даних по вмісту натрія визначається

$$\sum An = Cl^- + SO_4^{2-} + HCO_3^- = 5,5 + 5,6 + 2,6 = 13,7 \text{ мг-екв/л};$$

$$\sum Kat = Na^+ + Ca^{2+} + Mg^{2+} = Na^+ + 4,0 + 3,6 = Na^+ + 7,6 \text{ мг-екв/л}.$$

3 Приведених вище рівнянь вміст натрію визначається по різниці

$$Na^+ = \sum A_n - 7,6 = 13,7 - 7,6 = 6,1 \text{ мг-екв/л.}$$

2 Сума катіонів жорсткості Ca^{2+} и Mg^{2+} , що виражена в мг-екв/л повинна дорівнювати загальній жорсткості

$$H_0 = Ca^{2+} + Mg^{2+} = 4,0 + 3,6 = 7,6 \text{ мг-екв/л.}$$

Дано:

$$Ca^{2+} = 80 \text{ мг/л}$$

$$Mg^{2+} = 44 \text{ мг/л}$$

Дано:

$$Ca^{2+} = 4,0 \text{ мг-екв/л}$$

$$Mg^{2+} = 3,6 \text{ мг-екв/л}$$

Перерахунок в мг-екв/л:

$$Ca^{2+} = \frac{80}{\frac{20,04}{44}} = 4,0 \text{ мг-екв/л}$$

$$Mg^{2+} = \frac{44}{12,16} = 3,6 \text{ мг-екв/л}$$

Перерахунок в мг/л:

$$Ca^{2+} = 20,04 \cdot 4,0 = 80 \text{ мг/л}$$

$$Mg^{2+} = 12,16 \cdot 3,6 = 44 \text{ мг/л}$$

3 Вміст HCO_3^- , що виражений в мг-екв/л, в даному випадку повинен дорівнювати карбонатній жорсткості вихідної води

$$H_k = HCO_3^- = 2,6 \text{ мг-екв/л.}$$

4 Мінеральний залишок визначається як сума катіонів та аніонів згідно зі складом вихідної води (див. табл. 7.2), виражений в мг / л,

$$M = Ca^{2+} + Mg^{2+} + Na^+ + Cl^- + SO_4^{2-} + HCO_3^- = 80 + 44 + 140 + 194 + 268 + 159 = 885 \text{ мг/л.}$$

5 Розрахунковий сухий залишок визначається з рівняння:

$$S_{u.b}^p = M - \frac{HCO_3^-}{2} = 885 - \frac{159}{2} = 803,5 \text{ мг/л}$$

Отримана в аналізі кількість сухого залишку (819 мг / л) дещо більша розрахункового за рахунок вмісту в ньому органічних речовин і лежить в межах точності визначень.

7.6 Визначення сухого залишку хімічно очищеної води

Визначення сухого залишку при обробці води за схемою натрій-катіонування наведено для вибору схеми приготування води.

При обробці води за схемою натрій-катіонування відбувається збільшення сухого залишку зм'якшеної води за рахунок заміни катіонів кальцію і магнію на катіони натрію.

В одному мг-екв / л міститься: кальцію - 20,04; магнію - 12,16; а

натрію - 23мг / л.

Сухий залишок хімічно очищеної води, що обробляється за схемою Na-катіонування визначається за наступною формулою:

$$S_x^{Na} = S_{u.b} + 2,96H_{Ca} + 10,84H_{Mg} = 819 + 2,96 \cdot 4,0 + 10,84 \cdot 3,6 = 871 \text{ мг/л.}$$

7.7 Підрахунок кількості і якості скидних вод від натрій-катіонітних фільтрів

Скидання стоків від водопідготовчих установок, що працюють за схемою натрій-катіонування, здійснюється при регенерації натрій-катіонітних фільтрів (як I, так і II ступені) і складається зі скидів стічних вод від наступних операцій [31]:

розпушування катіоніту,
пропуску регенераційного розчину,
відмивання катіоніту від продуктів регенерації.

Скидання стоків від розпушування катіоніту

Витрата води на одну розпушуючу промивку катіоніту дорівнює 4,7 м³ (див. розрахунок вище).

Розпушування катіоніту проводиться відмивочними водами, які збираються в промивчому баці. Вода від розпушування скидається в дренажний канал.

Скидання стоків при відмиванні катіоніту від продуктів регенерації

Витрата води на одне відмивання катіоніту від продуктів регенерації дорівнює 13,8 м³ (див. розрахунок вище).

Скидання регенераційного розчину

Витрата води на приготування регенераційного розчину 5 м³ (для II-ої ступені) і 1,6 м³ (для I-ої ступені).

Надлишок солі, що скидається

Надлишок солі, що скидається за одну регенерацію натрій-катіонітних фільтрів I і II ступені підраховуються за рівнянням

$$(NaCl) = (q_c - 58,44) \cdot F \cdot H_{ca} \cdot E_p^{Na} \text{ г/рег,}$$

де q_c - питома витрата солі на регенерацію фільтрів, г/г-екв;

$F \cdot H_{cl}$ - об'єм катіоніту у фільтрі, м³;

E_p^{Na} - робоча обмінна ємність катіоніту, г-екв/м³;

58,44 – теоретична питома витрата солі на регенерацію, г/г-екв.

для I ступені $(NaCl) = (150 - 58,44) \cdot 1,72 \cdot 2 \cdot 230 = 72500$,
для II ступені $(NaCl) = (350 - 58,44) \cdot 1,72 \cdot 2 \cdot 300 = 300000$.

Кількість солі, що скидається від натрій-катионітних фільтрів I ступені:

$$[NaCl]_{cym}^I = \frac{(NaCl) \cdot n_I}{1000} = \frac{72500 \cdot 5,6}{1000} = 406 \text{ кг/доб},$$

де n_I – число регенерацій фільтрів першої ступені за добу.

Те ж II ступені

$$[NaCl]_{cym}^{II} = \frac{300000 \cdot 0,06}{1000} = 18 \text{ кг/доб}.$$

Кількість солей, що скидується від натрій-катионітних фільтрів I и II ступеней за добу

$$[NaCl]_{cym} = 406 + 18 = 424 \text{ кг/доб}.$$

Продукти регенерації, що скидаються

Кількість затриманих натрій-катионітним фільтром катіонів Ca^{2+} і Mg^{2+} можна прийняти в тому ж співвідношенні, в якому вони містяться у вихідній воді.

У нашому випадку це співвідношення наступне

$$\frac{Ca^{2+}}{Mg^{2+}} = \frac{4,0}{3,6} \cong \frac{1}{1}, \text{ тобто } 50\% Ca^{2+} \text{ и } 50\% Mg^{2+}.$$

Кількість солей жорсткості, що скидаються в дренаж від однієї регенерації фільтра

$$Ж_C^I = F \cdot H_{ca} \cdot E_p^{Na} = 1,72 \cdot 2 \cdot 230 = 792 \text{ г-екв/рег}.$$

Кількість $CaCl_2$, що скидається від однієї регенерації $CaCl_2 = 50\% Ж_C$ (у нашому випадку).

Кількість $MgCl_2$, що скидається за одну регенерацію $MgCl_2 = 50\% Ж_C$.

Кількість $CaCl_2$ и $MgCl_2$, що скидається за добу від водопідготовчої установки, визначається з рівняння

$$[CaCl_2]_{cym} = \frac{55,5 \cdot CaCl_2 \cdot n}{1000} \text{ кг/доб}.$$

Від фільтрів I ступені

$$[CaCl_2]_{cym} = \frac{55,5 \cdot 0,5 \cdot 792 \cdot 5,6}{1000} = 123 \text{ кг/доб};$$

$$[MgCl_2]_{cym} = \frac{47,61 \cdot MgCl_2 \cdot h}{1000} = \frac{47,61 \cdot 0,5 \cdot 792 \cdot 5,6}{1000} = 120 \text{ кг/доб}.$$

Скидання продуктів регенерації від фільтрів II ступеня протягом доби, за які ведеться розрахунок, незначний і тому не враховується при розрахунку.

Скидання подрібненого сульфовугілля

Подрібнене сульфовугілля скидається при операції розпушення натрій-катіонітних фільтрів.

Кількість подрібненого сульфовугілля незначна, так як річний знос сульфовугілля можна прийняти 8-10% від ваги завантаженого у фільтри катіоніту.

Розрахунок кількості подрібненого сульфовугілля, що скидається проводиться по формулі, т/год

$$C_k = 0,7 \cdot 0,1 \cdot F \cdot N_{\text{сл}} \cdot a,$$

де 0,7 – середня насипна вага сульфовугілля, т/м³;

0,1 – коефіцієнт річного зносу сульфовугілля;

a – кількість встановлених фільтрів

Тоді $C_k = 0,7 \cdot 0,1 \cdot 1,72 \cdot 2 \cdot 3 = 0,7$ т/год.

7.8 Загальна технічна характеристика водопідготовчої установки

Водопідготовча установка (ВПУ) продуктивністю 25 м³ /год, що працює за схемою Na-катіонування, призначається для заповнення втрат пари і конденсату, що живить парові котли, і для підживлення теплових мереж закритої системи тепlopостачання.

Деаерація живильної і підживлюючої води прийнята в одному деаераторі, тому вся хімічно очищена вода повинна задовольняти вимогам, що пред'являються до якості живильної води для парових котлів.

Джерелом водопостачання є артезіанська свердловина, аналіз води якої має наступні основні показники:

сухий залишок - 819 мг / л;

жорсткість загальна - 7,6 мг-екв / л;

жорсткість карбонатна - 2,6 мг-екв / л.

Вода після двохступеневого натрій-катіонування має наступні показники:

жорсткість - 0,02 мг-екв / л;

лужність - 2,6 мг-екв / л.

Технологічна схема ВПУ представлена на рисунку 7.1. Склад і технічна характеристика обладнання водопідготовчої установки наведені в таблиці 7.3.

Таблиця 7.3 Склад і технічна характеристика обладнання ВПУ.

№	Найменування	Кіл.	Характеристика	Примітка
1	На-катіонітний фільтр I ступені	3	O1500, H _{сл} =2000	Один из них резервний на I і II ступені
2	На-катіонітний фільтр II ступені	1	O 1500, H _{сл} =2000	
3	Мірник «міцного» розчину солі	1	V=1,5м ³	
4	Резервуар «мокрого» зберігання солі	1	V=12м ³	2-ох ячейковий
5	Ежектор розчину солі	1	до фільтру O 1500	
6	Водострумний насос	2		Для гідроперевантаження і очищення резервуара солі
7	Бак промивочної води	1	V=6м ³	
8	Бак гідроперевантаження фільтруючих матеріалів	1	V=6м ³	
9	Бачок постійного рівня в резервуарі зберігання солі	1		
10	Поплавковий регулятор постійного рівня розчину солі	1		
11	Насос сирі води типу ЗК-6а	1	Q=40м ³ /год H=41,5м.в.ст	
12	Насос промивочної води типу 2К-9а	1	Q=25м ³ /год H=13,2м.в.ст	
13	Підігрівач пароводяний	1	F=3,97м ²	

Контрольні питання до розділу 7

- 1 Вихідна вода для котелень і ТЕЦ. Основні домішки у вихідній воді.
- 2 Основні показники якості живильної води для парових котлів з робочим тиском до 1,4 МПа.
- 3 Якість води для підживлення теплових мереж.
- 4 Основні критерії для вибору схеми приготування води.
- 5 Складання матеріального балансу по воді і визначення необхідної продуктивності водопідготовчої установки.
- 6 Вибір основного обладнання водопідготовчої установки.
- 7 Одноступеневі і двохступеневі схеми обробки води. Їх застосування.
- 8 Вибір типорозміру насосів початкової води.
- 9 Вибір типорозміру підігрівача початкової води.
- 10 Вибір допоміжного обладнання водопідготовчої установки - мірника розчину солі, резервуара «мокрого» зберігання солі, бака промивочної води, насоса промивочної води.
- 11 Підрахунок кількості та якості скидних стоків від водопідготовчої установки.

8 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

8.1 Теоретичні основи розрахунку теплообмінників

8.1.1 Розрахунок пароводяних теплообмінників

Після того, як вище була викладена методика розрахунків теплових схем теплопідготовчих установок в цілому стосовно як до водогрійних і парових котельних, так і до ТЕЦ, можна перейти до наступного етапу розрахунку цих установок, а саме до визначення розрахункової поверхні теплообміну і вибору типорозмірів теплообмінних апаратів, що входять до складу теплопідготовчої установки.

Для кожного такого апарату перш за все повинен бути встановлений розрахунковий режим, при якому вибором відповідного типорозміру повинна бути забезпечена розрахункова, тобто максимально-тривала теплопродуктивність цього апарату. Таким розрахунковим режимом для теплопідготовчої установки зазвичай служить максимально-зимовий режим, відповідний розрахунковій температурі зовнішнього повітря для систем опалювання.

Якщо відпуск тепла від джерела проводиться парою або гарячою водою при одноступінчатій схемі її підігріву, то максимально-зимовий режим є розрахунковим не тільки для теплопідготовчої установки в цілому, але, як правило, і для кожного з її теплообмінних апаратів окремо.

У теплопідготовчих установках застосовуються як правило, поверхневі рекуперативні теплообмінники, за винятком змішуючих термічних деаераторів і РОУ з вприскуванням води в охолоджувану пару, які виконуються як змішувальні теплообмінні апарати.

Основне завдання теплового розрахунку поверхневого рекуперативного теплообмінника - визначення розрахункової величини його поверхні теплообміну F_{mo}^p , що забезпечує отримання розрахункової теплопродуктивності Q_{mo}^p при заданих температурних умовах відповідно до основної формули

$$F_{mo}^p = \frac{Q_{mo}^p}{k_p \Delta t_{cp}^p}, \text{ м}^2, \quad (8.1)$$

де $\Delta t_{cp}^p = t_{cp}^{cp} - t_{нагр}^{cp}$ - різниця між середніми температурами гріючого і середовища, що нагрівається в теплообміннику при розрахунковому режимі;

k_p - середній коефіцієнт теплопередачі в теплообміннику при цьому режимі, Вт/м²К.

При визначенні розрахункової поверхні теплообміну задаються, як правило, значенням теплопродуктивності Q_{mo}^p і параметрами, що відносяться до розрахункового режиму, - температур і тиску гріючих середовищ і тих, що нагріваються, на вході і на виході з теплообмінника. У теплопідготовчих установках ТЕЦ і котельних як гріюче середовище використовується водяна пара або гаряча вода, а як середовище, що нагрівається - тільки вода, яка зрідка перетворюється на пару (водопарові перетворювачі). Тому в таких установках визначення потрібної поверхні теплообміну доводиться виконувати стосовно пароводяних або водоводяних підігрівачів.

Оскільки з погляду теплового розрахунку пароводяні підігрівачі дещо простіші за водоводяні, то саме з них доцільно почати опис методики такого розрахунку. Пар, що поступає в пароводяні підігрівачі теплопідготовчих установок, як правило, є насиченим або слабо перегрітим, він конденсується по всій поверхні теплообміну, причому, температура конденсату приблизно відповідає тиску гріючої пари.

Охолодження цього конденсату до нижчих температур при розрахунковому режимі або взагалі не допускається, або складає, не більше $5-10^{\circ}\text{C}$. Це пояснюється несприятливими умовами теплообміну між конденсатом і водою, що нагрівається в пароводяних підігрівачах через малу швидкість руху цього конденсату (див. нижче). Тому, якщо в умовах даної теплової схеми ТЕЦ або котельної охолодження конденсату гріючої пари доцільно, то для нього повинні бути передбачені спеціальні охолоджувачі, які є водоводяними теплообмінниками.

Таким чином, для пароводяних підігрівачів середня температура гріючого середовища приймається, як правило, рівній температурі конденсату $t_{\text{конд}}$ при тиску гріючої пари, відповідному даному режиму. Середня температура середовища, що нагрівається, як показано в літературі по теплообмінниках [26], в цих умовах не залежить від напряму руху потоку цього середовища щодо поверхні теплообміну і визначається формулою

$$t_{\text{нагр}}^{\text{ср}} = t_{\text{конд}} - \frac{t_{\text{нагр}}^{\text{кон}} - t_{\text{нагр}}^{\text{нач}}}{1n \frac{t_{\text{конд}} - t_{\text{нагр}}^{\text{нач}}}{t_{\text{конд}} - t_{\text{нагр}}^{\text{конд}}}}, ^{\circ}\text{C}. \quad (8.2)$$

Звідси середня різниця температур в пароводяному підігрівачі при розрахунковому режимі складає

$$\Delta t_{cp}^p = \frac{t_{нагр}^{кон.р} - t_{нагр}^{нач.р}}{1n \frac{t_{конд}^p - t_{нагр}^p}{t_{конд}^p - t_{нагр}^{кон.р}}}, ^\circ C. \quad (8-2a)$$

У цих формулах $t_{нагр}^{нач}$ і $t_{нагр}^{кон}$ - температури води, яка нагрівається, відповідно на вході в пароводяний підігрівач і на виході з нього, а $t_{конд}$ - температура конденсації гріючої пари; величини, що відносяться до розрахункового режиму, додатково позначені індексом «р».

Разом з тим тепловий баланс пароводяного підігрівача без урахування його незначних втрат тепла в навколишнє середовище, а також витоків гріючих середовищ, і тих, що нагріваються, може бути представлений в наступному вигляді, Дж/с

$$Q_{то} = D_{гр} (i_{гр} - i_{конд}) = G_{нагр} c_{нагр} (t_{нагр}^{кон} - t_{нагр}^{нач}) = G_{нагр} (i_{нагр}^{кон} - i_{нагр}^{нач}), \quad (8.3)$$

де $D_{гр}$ - витрата гріючої пари, кг/с;

$G_{нагр}$ - витрата води, що нагрівається в підігрівачі, кг/с;

$i_{гр}$, $i_{конд}$, $i_{нагр}^{нач}$ і $i_{нагр}^{кон}$ - значення ентальпій відповідно гріючої пари, його конденсату і води на вході і виході з підігрівача, кДж/кг, які для води і конденсату можуть бути замінені добутком масової теплоємності $c_{нагр}$ на відповідну температуру наприклад

$$i_{нагр}^{кон} = c_{нагр} t_{нагр}^{кон}.$$

Об'єднуючи рівняння (8.1), (8.2а) і (8.3), можна одержати наступну формулу для теплопродуктивності пароводяного підігрівача при розрахунковому режимі, кДж/с

$$Q_{то}^p = G_{нагр}^p c_{нагр} (t_{конд}^p - t_{нагр}^{нач.р}) \cdot \left(1 - e^{-\frac{k_p F_{то}}{G_{нагр}^p c_{нагр}}} \right) \quad (8.4)$$

Цю ж формулу можна представити в безрозмірному вигляді, а саме:

$$\varepsilon_p = \frac{Q_{то}^p}{G_{нагр}^p c_{нагр} (t_{конд}^p - t_{нагр}^{нач.р})} = \frac{t_{нагр}^{кон.р} - t_{нагр}^{нач.р}}{t_{конд}^p - t_{нагр}^{нач.р}} = 1 - e^{-\frac{k_p F_{то}}{G_{нагр}^p c_{нагр}}} = 1 - e^{-\omega_p}. \quad (8.5)$$

де ε_p і ω_p - відповідні розрахунковому режиму значення безрозмірних параметрів, які для пароводяних підігрівачів визначаються наступними рівняннями

$$\varepsilon_p = \frac{Q_{то}}{G_{нагр} c_{нагр} (t_{конд} - t_{нагр}^{нач.р})} = \frac{t_{нагр}^{кон.р} - t_{нагр}^{нач.р}}{t_{конд} - t_{нагр}^{нач.р}} \quad (8.5a)$$

$$\omega = \frac{kF_{mo}}{G_{нагр}c_{нагр}} = \frac{Q_{mo}}{G_{нагр}c_{нагр}\nabla t_{cp}} = \frac{t_{нагр}^{кон} - t_{нагр}^{нач}}{\nabla t_{cp}} \quad (8.6)$$

Як видно з цих рівнянь, параметри ε і ω можна охарактеризувати як теплопродуктивність теплообмінника, розділену на витрату і масову теплоємність середовища, що нагрівається, а також на різницю температур гріючих середовищ, і тих, які нагріваються, або на вході в теплообмінник середовища, що нагрівається, (параметр ε), або на їх середню різницю (параметр ω).

При визначенні розрахункової поверхні теплообміну F_{mo}^p значення величин, що входять у формулу для параметра ε_p , звичайно задані, а значення параметра ω_p є розрахунковим. Це визначення проводиться по наступних формулах

$$\omega_p = 1n \frac{1}{1 - \varepsilon_p} \quad (8.7)$$

$$F_{mo}^p = \omega_p \frac{G_{нагр}^p c_{нагр}}{k_p}, \text{ м}^2 \quad (8.7a)$$

Замість розрахунку по формулі (8.7) визначення параметра ω_p по заданій величині параметра ε_p може виконуватися також за допомогою відповідних графіків або таблиць.

Найскладнішим етапом методики визначення розрахункової поверхні теплообміну пароводяного підігрівача виявляється визначення розрахункового коефіцієнта теплопередачі k_p , оскільки величина цього коефіцієнта залежить від безлічі чинників.

У разі теплопередачі через чисту трубчасту поверхню теплообміну ця величина може бути виражена таким чином, Вт/м²К

$$k_p = \frac{1}{d_{cp} \left(\frac{1}{\alpha_{вн}^p d_{вн}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{тр}} \ln \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_n^p d_n} \right)}, \quad (8.8)$$

де d_n - зовнішній, $d_{вн}$ - внутрішній і $d_{cp} = \frac{1}{2}(d_n + d_{вн})$ - середній діаметр

трубок, які створюють поверхню теплообміну, м;

$\lambda_{тр}$ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу трубок, Вт/м·К;

$\alpha_{вн}^p$ - коефіцієнт тепловіддачі від стінок до середовища, яке рухається усередині трубок Вт/м²К;

α_n^p - те ж від середовища, яке рухається в міжтрубному просторі до стінок трубок, Вт/м²К;

Доданки $1/\alpha_{вн}^p d_{вн}$ і $1/\alpha_{вн}^p d_{вн}$ носять назву термічних опорів тепловіддачі, а доданок $\frac{1}{2\lambda_{mp}} \ln \frac{d_n}{d_{вн}}$ - термічний опір теплопровідності, м·К/Вт.

Як виявляється з опису конструкцій пароводяних підігрівачів, які застосовуються на тепlopідготовчих установках, в цих конструкціях грюча пара завжди поступає в міжтрубний простір, а вода, що нагрівається, рухається усередині трубок, так що величина $\alpha_{вн}$ відповідає коефіцієнту тепловіддачі від внутрішньої поверхні трубок до води, що нагрівається, а α_n - коефіцієнту тепловіддачі від грючої пари до зовнішньої поверхні трубок.

Крім того, поверхня теплообміну пароводяних підігрівачів, згідно тому ж опису, набирається, як правило, з латунних трубок діаметром 19/17,5 і 16/14 або 16/14,5 мм.

При цих розмірах і коефіцієнті теплопровідності латуні $\lambda_{тр} = 86$ Вт/м·К термічний опір теплопровідності

$$\frac{1}{2\lambda_{mp}} \ln \frac{d_n}{d_{вн}}$$

складає всього 0,0008 м·К/Вт, тоді як доданки $1/\alpha_{вн} d_{вн}$ і $1/\alpha_n d_n$ при значеннях $\alpha_{вн}$ або α_n близько 10000 Вт/м²·К складають приблизно 0,006-0,007 м²·К/Вт. Тому термічним опором латунних тонкостінних трубок при оцінці коефіцієнта теплопередачі k_p , як правило, можна нехтувати. Відношення d_{cp}/d_n і $d_{cp}/d_{вн}$ для таких трубок мало відрізняються від одиниці, складаючи приблизно 0,94-1,07. Все це дозволяє в практичних розрахунках спростити формулу (8.8) таким чином, Вт/м²·К

$$k_p = \frac{1}{d_{cp} \left(\frac{1}{\alpha_{вн}^p d_{вн}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{mp}} \ln \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_n^p d_n} \right)}, \quad (8.8a)$$

Слід врахувати, що в процесі експлуатації на поверхні теплообміну пароводяних підігрівачів часто випадає шар відкладень або накипу з низьким коефіцієнтом теплопровідності ($\lambda_{нак}=0,5?2,0$ Вт/м·К). Наявність такого шару навіть при малій товщині його створює значний термічний опір: так, при товщині $\delta_{нак} = 0,5$ мм і $\lambda_{нак} = 2,0$ Вт/м·К воно складає 0,013?0,015 м·К/Вт.

Разом з тим оцінка можливої товщини шару відкладень або накипу, який може утворитися в процесі тривалої експлуатації теплообмінника, вельми складна. Тому практично погіршення тепловіддачі в теплообміннику за рахунок такого шару оцінюється приблизно поправочним коефіцієнтом β , що вводиться у формулу (8.8) або (8.8a), що

приводить їх до виду

$$k_p = \frac{\beta}{d_{cp} \left(\frac{1}{\alpha_{вн}^p d_{вн}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{тр}} \ln \frac{d_{н}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_{н}^p d_{н}} \right)} \approx \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_{вн}^p} + \frac{1}{\alpha_{н}^p}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (8.86)$$

Для поправочного коефіцієнта β рекомендуються значення $\beta = 0,75 \text{?} 0,85$ при латунних трубках і $0,70$ при сталевих трубках [26]. Для середніх умов роботи на хімічченій воді при латунних трубках можна приймати $\beta = 0,80$.

Значення коефіцієнтів тепловіддачі $\alpha_{вн}$ і $\alpha_{н}$ залежать від великої кількості чинників: геометричних (діаметр і довжина трубок, діаметр корпусу), кінематичних (швидкості і напрямку руху теплообмінних середовищ) і фізичних (температури і тиску теплообмінних середовищ, якими визначаються їх фізичні властивості: теплопровідність, теплоємність, густина і т.і.).

Оскільки геометричні характеристики залежать від вибраного типорозміру теплообмінника, а швидкості теплообмінних середовищ при заданих витратах визначаються прохідними перетинами теплообмінника для цих середовищ, точне визначення коефіцієнтів тепловіддачі при конструктивному розрахунку теплообмінника до вибору його типорозміру по суті неможливе. Тому такий розрахунок повинен виконуватися в два етапи: спочатку як попередній, а потім як перевірочний.

При попередньому розрахунку поверхня теплообміну визначається по орієнтовно оцінених значеннях коефіцієнтів тепловіддачі $\alpha_{вн}^p$ і $\alpha_{н}^p$.

Після того, як в результаті приблизного розрахунку визначена орієнтовна величина поверхні теплообміну підігрівача $F_{то}^p$, підбирається його типорозмір з числа тих, що серійно виготовляються промисловістю. Потім, виходячи з вибраного типорозміру підігрівача, виконують його перевірочний розрахунок для визначення фактичної теплопродуктивності при розрахунковому режимі, яка повинна бути не менш заданої, бажано з невеликим запасом, але не більше 15 - 20%. Оскільки із-за обмеженості кількості типорозмірів фактична поверхня теплообміну вибраного підігрівача завжди відрізнятиметься від розрахункової, перевірочний розрахунок обов'язковий у всіх випадках.

При перевірочному розрахунку, коли геометричні розміри і прохідні перетини вибраного типорозміру підігрівача вже відомі, можуть бути підраховані точні значення коефіцієнтів тепловіддачі, а отже, і теплопередачі. Надалі розрахунок ведеться по приведених вище формулах з тією різницею, що при перевірочному розрахунку заданим являється значення параметра ω по формулі (8.6), а шуканим - значення параметра ε ,

який визначається по формулі (8.5) або відповідній таблиці. Після такого визначення фактична теплопродуктивність вибраного підігрівача в розрахункових умовах підраховується по формулі, Дж/с

$$Q_{то} = \varepsilon \cdot G_{нагр}^p c_{нагр} (t_{конд}^p - t_{нагр}^{нач.p}) \quad (8.56)$$

Після вибору типорозміру підігрівача може бути визначена його теплопродуктивність не тільки при розрахунковому, але і при будь-якому іншому режимі, для якого задана витрата $G_{нагр}$ і початкова температура $t_{нагр}^{нач}$ води, що нагрівається, а також витрата, тиск і температура гріючої пари, якими визначаються значення його ентальпії $i_{гр}$ і температури конденсації $t_{конд}$. При цьому відповідна даній теплопродуктивності підігрівача витрата гріючої пари $D_{гр}$ і кінцева температура води, що нагрівається, можуть бути визначені з його теплового балансу, що виражається рівнянням (8.3), по формулах:

$$D_{гр} = \frac{Q_{то}}{i_{гр} - i_{конд}}, \text{кг/год} \quad (8.3a)$$

$$t_{нагр}^{кон} = t_{нагр}^{нач} + \frac{Q_{то}}{G_{нагр} c_{нагр}}, \text{°C} \quad (8.36)$$

Детальніше питання перерахунку підігрівачів на різні режими їх роботи викладені в спеціальній літературі [26].

Для визначення коефіцієнта теплопередачі k_p по формулі (8.86) необхідно заздалегідь підрахувати значення коефіцієнтів тепловіддачі від внутрішньої поверхні трубок до води $\alpha_{вн}^p$, що нагрівається, і від пари до їх зовнішньої поверхні α_n^p .

Тепловіддача від внутрішньої поверхні трубок до некиплячої води в підігрівачах теплопідготовчих установок практично завжди відбувається в умовах вимушеного руху води через трубки із значною швидкістю під натиском різних насосів (мережевих, підживлюючих, сирої води і т. п.). У таких умовах основний чинник, що визначає значення коефіцієнта тепловіддачі від стінки до води, - середня швидкість води в трубках, із зростанням якої ці значення зростають. Межа підвищення швидкості обумовлюється пов'язаним з цим зростанням гідравлічного опору підігрівача з водяної сторони, що викликає одночасно підвищення необхідного тиску насосів і відповідне збільшення витрати електроенергії на перекачування води, що нагрівається.

При тепловому розрахунку пароводяних підігрівачів теплопідготовчих установок звичайно виходять з перевірених на практиці середніх швидкостей води в таких підігрівачах в межах $\omega_{нагр}=1?2,5$ м/с

при розрахунковому режимі. При роботі підігрівачів з неповним навантаженням значення швидкостей води знижуються, але дуже рідко складають менш $\omega_{\text{нагр}} = 0,3 \div 0,5$ м/с. При таких швидкостях і звичайних діаметрах трубок в них має місце турбулентний режим течії, що характеризується значно вищими коефіцієнтами тепловіддачі $\alpha_{\text{вн}}$, ніж при ламінарному режимі, при якому рух рідини здійснюється окремими цівками, паралельними осі труби. Ще нижчі значення коефіцієнта тепловіддачі мають місце при природній конвекції рідини, що нагрівається, яка викликається тільки різницею температур. Така конвекція відбувається, наприклад, у водяних баках, куди занурені зміювки, по яких протікає пара або гаряча вода.

Середні значення коефіцієнта тепловіддачі від поверхні теплообміну до води, що нагрівається, звичайно змінюються в межах $\alpha_{\text{вн}} = 200/1000$ Вт/м²К при природній конвекції, $500 \div 2000$ при вимушеній конвекції і ламінарному режимі і $4000 \div 12000$ Вт/м²К при вимушеній конвекції і турбулентному режимі течії [26].

Ці співвідношення грають велику роль при конструюванні пароводяних підігрівачів. Так, з практики майже повністю зникли раніше широко поширені так звані підігрівачі ємкісні, що виконують одночасно функції баків-акумуляторів гарячої води. У зв'язку з дуже низькими значеннями коефіцієнта тепловіддачі від занурених в ці баки гріючих зміювочок до води, що підігрівається тільки за рахунок природної конвекції, довелося відмовитися від поєднання в одному апараті функцій підігріву і акумуляції води. Для підігріву води тепер використовуються майже виключно швидкісні кожухотрубні підігрівачі з трубками малих діаметрів і великими швидкостями води в них, а для акумуляторів - окремі баки, що не мають системи підігріву.

Аналогічні міркування перешкоджають використанню пароводяних підігрівачів для охолодження конденсату гріючої пари. Дійсно, таке охолодження можливо лише при затопленні конденсатом частини поверхні теплообміну, яка в цьому випадку виконує функції водоводяного підігрівача. Проте прохідний перетин пароводяного підігрівача по парі розраховується звичайно на швидкості пари в ньому не більше 10 м/с. При конденсації об'єм пари скорочується в 500-1000 разів і навіть більше (при тиску нижче за атмосферний). Тому швидкості течії конденсату у разі затоплення ним частини міжтрубного простору виходять незначними, а умови теплопередачі між конденсатом і водою, що нагрівається, в цій частині - аналогічні таким як в баках-акумуляторах гарячої води. В результаті значне охолодження конденсату в пароводяному підігрівачі взагалі недосяжно, а затоплення частини поверхні теплообміну конденсатом призводить до різкого зниження теплопродуктивності підігрівача.

Для підрахунку коефіцієнта тепловіддачі від стінки трубки до води, що нагрівається, при турбулентному режимі її течії і температурах до 200°C рекомендується наступна емпірична формула [26], Вт/м²К

$$\alpha_{\text{вн}} = [1230 + 20t_{\text{нагр}}^{\text{cp}} - 0,041(t_{\text{нагр}}^{\text{cp}})^2] \frac{w_{\text{нагр}}^{0,8}}{d_{\text{вн}}^{0,2}} = \Phi(t_{\text{нагр}}^{\text{cp}}) \frac{w_{\text{нагр}}^{0,8}}{d_{\text{вн}}^{0,2}}, \quad (8.9)$$

де $t_{\text{нагр}}^{\text{cp}}$ - середня температура води, що нагрівається, яка може бути визначена по формулі (8.2а), а в приблизних розрахунках середньоарифметична між температурами води, що нагрівається на вході і виході з підігрівача:

$$t_{\text{нагр}}^{\text{cp}} \approx -\frac{t_{\text{нагр}}^{\text{нач}} + t_{\text{нагр}}^{\text{кон}}}{2}, \quad \text{°C} \quad (8.2б)$$

Для полегшення розрахунків по формулі (8.9) в табл. 8.1 приведені значення виразу, який входить в цю формулу

$$\Phi(t_{\text{нагр}}^{\text{cp}}) = 1230 + 20t_{\text{нагр}}^{\text{cp}} - 0,041(t_{\text{нагр}}^{\text{cp}})^2$$

при температурі води $t_{\text{нагр}}^{\text{cp}}$ від 0 до 200° С.

Значення величин $1/d^{0,2}$ (d — внутрішній або еквівалентний діаметр) наведені нижче

d, мм	10	12	14	16	18	20	22	24	26
$1/d^{0,2}$, м ^{-0,2}	2,512	2,422	2,348	2,286	2,233	2,187	2,146	2,108	2,075

Значення величини $\omega^{0,8}$ (ω - швидкість води)

ω м/сек	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
$\omega^{0,8}$, (м/сек) ^{0,8}	0,480	0,664	0,836	1,000	1,157	1,309	1,456	1,600
ω (м/сек)	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	
$\omega^{0,8}$, (м/сек) ^{0,8}	1,741	1,879	2,014	2,148	2,279	2,408	2,536	

Основні труднощі при підрахунку величини $\alpha_{\text{вн}}$ в процесі визначення необхідної поверхні теплообміну пов'язані з тим, що при такому визначенні типорозмір підігрівача наперед невідомий, а без цього неможливо точно підрахувати середню швидкість води $\omega_{\text{нагр}}$ і підставити у формули точне значення внутрішнього діаметру трубок $d_{\text{вн}}$.

Таблиця 8.1 - Допоміжні величини для визначення коефіцієнтів тепловіддачі від води або пари, що конденсується, до стінок трубок

t, °C	$\Phi(t_{\text{нагр}}^{\text{cp}})$ по (8.9)	$\Phi_1(t_{\text{нагр}}^{\text{cp}})$ по (8.10)	$\Phi_2(t_{\text{нагр}}^{\text{cp}})$ по (8.10а)	$\Phi_3(t_{\text{нагр}}^{\text{cp}})$ по (8.12а)	$\Phi_4(t_{\text{нагр}}^{\text{cp}})$ по (8.12б)	$\Phi_5(t_{\text{нагр}}^{\text{cp}})$ по (8.13а)
0	1230	5689	4320	0,4566	587	1,04
10	1426	6431	4781	0,7377	484	1,47
20	1614	7131	5215	1,051	413	1,94
30	1793	7788	5620	1,396	363	2,46
40	1964	8404	5998	1,774	324	3,02
50	2127	8976	6347	1,824	295	3,62
60	2282	9507	6668	2,626	271	4,27
70	2429	9995	6962	3,100	251	4,96
80	2568	10440	7227	3,607	235	5,69
90	2698	10845	7465	4,146	221	6,47
100	2820	11205	7674	4,717	210	7,29
110	2934	11524	7855	5,322	201	8,15
120	3040	11800	8009	5,957	192	9,06
130	3137	12034	8134	6,627	185	10,01
140	3226	12225	8232	7,307	178	11,00
150	3308	12375	8301	8,052	172	12,03
160	3380	12481	8342	8,812	167	13,11
170	3445	12546	8356	9,617	162	14,23
180	3502	12568	8341	10,447	159	15,40
190	3550	12548	8299	11,287	156	16,61
200	3590	12485	8228	12,197	153	17,86

Дійсно, при відомій витраті води, що нагрівається, $G_{\text{нагр}}$, кг/с, її швидкість в трубках підігрівача може бути визначена по формулі

$$w_{\text{нагр}} = \frac{G_{\text{нагр}}}{3600 f_{\text{тр}} \rho_{\text{нагр}}} = \frac{G_{\text{нагр}} \cdot n}{2827 z d_{\text{вн}}^2 \rho_{\text{нагр}}}, \text{ м/сек} \quad (8.9a)$$

де $f_{\text{тр}}$ - прохідний перетин трубної системи підігрівача по воді, що нагрівається, м²;

n - число ходів по воді, що становить в пароводяних підігрівачах, як

правило, 2 або 4, залежно від їх типорозміру;

z - кількість трубок в підігрівачі при їх внутрішньому діаметрі $d_{\text{вн}}$, м;

$\rho_{\text{нагр}}$ - щільність води при її середній температурі $t_{\text{нагр}}^{\text{ср}}$ °С, значення якої необхідно взяти з відповідних таблиць [9], кг/м³.

Значення n , z і $d_{\text{вн}}$ можуть бути встановлені тільки після вибору типорозміру підігрівача, тобто при його перевірочному тепловому розрахунку.

У попередніх розрахунках швидкісних пароводяних підігрівачів можна виходити з середнього значення коефіцієнта тепловіддачі від внутрішньої поверхні трубок до води, яка нагрівається $d_{\text{вн}}=10000$ Вт/м²•К, що приблизно відповідає середній швидкості води в трубках $\omega_{\text{нагр}}=1,75$ м/с при внутрішньому діаметрі трубок $d_{\text{вн}}=0,0175$ м і середній температурі води $t_{\text{нагр}}^{\text{ср}}=100$ °С.

Переходимо до методики визначення коефіцієнта тепловіддачі α_n від пари, що поступає в міжтрубний простір пароводяного підігрівача і конденсується, до зовнішньої поверхні його трубок, які можуть бути розташовані як вертикально, так і горизонтально.

При цьому на зовнішній поверхні трубок утворюється плівка конденсату, що стікає уздовж трубок у підігрівачі з вертикальними трубками або з верхнього ряду трубок на нижній у підігрівачів з горизонтальними трубками. У обох випадках такий рух конденсату супроводжується потовщенням його плівки, термічний опір якої по суті визначає коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки трубки, оскільки коефіцієнт тепловіддачі від пари до плівки конденсату дуже високий. При потовщенні плівки конденсату зростає також швидкість його, а при перевищенні певної критичної величини ламінарний режим руху плівки переходить в турбулентний, що приводить до різкого зростання коефіцієнта тепловіддачі. Такий перехід відбувається звичайно у підігрівачів з довгими вертикальними трубками, причому у верхній частині цих трубок зберігається ламінарний режим руху плівки, який переходить в їх нижній частині в турбулентний (так званий змішаний режим течії).

При чисто ламінарному режимі руху плівки конденсату середнє значення коефіцієнта тепловіддачі від водяної пари, що конденсується, до зовнішньої поверхні трубок може бути підраховано по наступним емпіричним формулам [26], Вт/м²К

Для пучка вертикальних трубок:

$$\alpha_n = \frac{5689 + 76,34 \cdot t_{\text{конд}} - 0,211 \cdot t_{\text{конд}}^2}{[H(t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^{\text{н}})]^{0,22}} = \frac{\Phi_1(t_{\text{конд}})}{[H(t_{\text{конд}} - t_{\text{гр}}^{\text{н}})]^{0,22}} \quad (8.10)$$

Для пучка горизонтальних трубок:

$$\alpha_n = \frac{4320 + 47,54 \cdot t_{\text{конд}} - 0,14 \cdot t_{\text{конд}}^2}{[z_{\text{макс}} \cdot d_n (t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^n)]^{0,25}} = \frac{\Phi_2(t_{\text{конд}})}{[z_{\text{макс}} \cdot d_n (t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^n)]^{0,25}} \quad (8.10a)$$

У цих формулах $t_{\text{конд}}$ -температура конденсації, відповідна тиску насиченої або слабо перегрітої водяної пари, що поступає в міжтрубний простір підігрівача, а $t_{\text{тр}}^n$ - середня температура зовнішньої поверхні трубок, в свою чергу визначається за формулою

$$t_{\text{тр}}^n = t_{\text{конд}} - \frac{k(t_{\text{конд}} - t_{\text{нагр}}^{\text{cp}})}{a_n} = t_{\text{конд}} - \frac{\beta(t_{\text{конд}} - t_{\text{нагр}}^{\text{cp}})}{1 + \frac{a_n}{a_{\text{вн}}}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.11)$$

Оскільки значення α_n і $\alpha_{\text{вн}}$ при попередньому розрахунку невідомі, в першому наближенні можна виходити із співвідношення $\frac{\beta}{1 + \frac{a_n}{a_{\text{вн}}}} = \frac{1}{2}$, при якому

$$t_{\text{тр}}^n \approx \frac{t_{\text{конд}} - t_{\text{нагр}}^{\text{cp}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.11a)$$

Звідси одержуємо:

$$t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^n \approx \frac{t_{\text{конд}} - t_{\text{нагр}}^{\text{cp}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.11b)$$

Величина H у формулі (8.10) є активною довжиною вертикальних трубок підігрівача, що бере участь в теплообміні, між сусідніми перегородками, значення якої для різних типорозмірів підігрівачів приведені в таблицях § 3-1 [25]. Величина $z_{\text{макс}}$ у формулі (8.10a) відповідає максимальній кількості рядів трубок по вертикалі в діаметральному перетині пучка горизонтальних трубок.

Для полегшення розрахунків по формулах (8.10) і (8.10a) в табл.8.1 приведені значення виразів, що входять в них

$$\begin{aligned} \Phi_1(t_{\text{конд}}) &= 5689 + 76,34 t_{\text{конд}} - 0,2118 t_{\text{конд}}^2 \text{ і} \\ \Phi_2(t_{\text{конд}}) &= 4320 + 47,54 t_{\text{конд}} - 0,14 t_{\text{конд}}^2 \end{aligned}$$

при температурах конденсату $t_{\text{конд}}$ від 0 до 200° С.

Складніші розрахункові формули для змішаного режиму течії плівки конденсату по вертикальному пучку трубок (при горизонтальних пучках такий режим в пароводяних підігрівачах практично не зустрічається). При цьому необхідно спочатку визначити значення безрозмірного критерію Рейнольдса Re для плівки конденсату, що характеризує режим руху цієї плівки. Цей критерій може бути представлений таким чином [26]

$$Re_{\text{конд}} = \frac{a_n H (t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^n)}{900 r \rho_{\text{конд}} v_{\text{конд}}} = [253 + H (t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^n) \Phi_3(t_{\text{конд}}) - \Phi_4(t_{\text{конд}})]^{4/3}, \quad (8.12)$$

де r - прихована теплота паротворення, кДж/кг;

$\rho_{\text{конд}}$, кг/м^3 , и $\nu_{\text{конд}}$, $\text{м}^2/\text{с}$ - відповідно щільність і кінематична в'язкість конденсату при його температурі $t_{\text{конд}}$, а $\Phi_3(t_{\text{конд}})$ і $\Phi_4(t_{\text{конд}})$ - наступні функції цієї температури

$$\Phi_3(t_{\text{конд}}) = 0,4566 + 0,0265t_{\text{конд}} + 0,00016t_{\text{конд}}^2 \quad (8.12a)$$

$$\Phi_4(t_{\text{конд}}) = \frac{10^6}{1704 + 37t_{\text{конд}} - 0,064t_{\text{конд}}^2} \quad (8.12b)$$

Значення $\Phi_3(t_{\text{конд}})$ и $\Phi_4(t_{\text{конд}})$ при $t_{\text{конд}} = 0?200^\circ\text{C}$ також приведені в таблиці. 8.1.

Якщо одержані розрахунком по формулах (8.12a) і (8.12b) значення $\Phi_3(t_{\text{конд}})$ і $\Phi_4(t_{\text{конд}})$ задовольняють нерівності $H(t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^H) \Phi_3(t_{\text{конд}}) \leq \Phi_4(t_{\text{конд}})$, то має місце ламінарний режим перебігу плівки і для підрахунку значень α_n зберігає силу формула (8.10). Якщо ж в результаті розрахунку одержуємо

$H(t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^H) \Phi_3(t_{\text{конд}}) > \Phi_4(t_{\text{конд}})$, то режим є змішаним, тобто ламінарним у верхній і турбулентним в нижній частині вертикальних трубок, а тому розрахунок слід вести по формулі, $\text{Вт/м}^2\text{К}$

$$\alpha_n = \frac{900r\rho_{\text{конд}}\nu_{\text{конд}}}{H(t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^H)} \text{Re}_{\text{конд}} = \frac{1000\text{Re}_{\text{конд}}}{H(t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^H)\Phi_5(t_{\text{конд}})} \quad (8.13)$$

де $\Phi_5(t_{\text{конд}})$ - наступна функція температури $t_{\text{конд}}$:

$$\Phi_5(t_{\text{конд}}) = \frac{1000}{900r\rho_{\text{конд}}\nu_{\text{конд}}} = 1,04 + 0,0409t_{\text{конд}} + 0,000216t_{\text{конд}}^2 \quad (8.13a)$$

Значення $\Phi_5(t_{\text{конд}})$ при $t_{\text{конд}} = 0?200^\circ\text{C}$ також приведені в табл. 8.1.

Одержані по описаній вище методиці значення α_n для пароводяних підігрівачів теплопідготовчих установок звичайно знаходиться в межах $\alpha_n = 5000?10000 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.

Як середнє для попередніх розрахунків можна прийняти значення $\alpha_n = 7500 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. В цьому випадку при $\alpha_{\text{вн}} 10000 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ і $\beta = 0,8$ для розрахунків по формулі (8.8б) значення розрахункового коефіцієнта теплопередачі дорівнює

$$k_p = \frac{0,80}{\frac{1}{7500} + \frac{1}{10000}} \approx 3400 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

8.1.2 Розрахунок водоводяних теплообмінників

В системах централізованого теплопостачання широко застосовуються горизонтальні кожухотрубні водоводяні підігрівачі, в яких зазвичай по трубках проходить вода, яка нагрівається, а в міжтрубному просторі- гріюча вода.

Визначення коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{\text{вн}}$ від внутрішньої поверхні трубок до води, що нагрівається, при розрахунку водоводяних підігрівачів здійснюється, так само як і для пароводяних підігрівачів, по приведених вище формулах (8.9) і (8.9а). Додатково повинні бути розглянуті лише специфічні умови тепловіддачі від гріючої води до зовнішньої поверхні трубок.

Перш за все в цих умовах істотного значення набуває напрям потоку гріючої води щодо поверхні теплообміну, оскільки у міру руху води температура її знижується з $t_{\text{гр}}^{\text{поч}}$ на вході до $t_{\text{гр}}^{\text{кін}}$ на виході з міжтрубного простору підігрівача. Тому залежно від взаємного напрямку потоків міняються місцеві значення різниць температур гріючої води і тої, що нагрівається, при одних і тих же температурах на вході в підігрівач, а отже, і значення середньої різниці температур $t_{\text{ср}}$, що входить в основну формулу (8.1) теплового розрахунку водоводяного підігрівача.

Можливі варіанти взаємного напрямку потоків гріючого середовища і того, що нагрівається, визначаються конструкцією водоводяних підігрівачів. Для теплопідготовчих установок характерним є застосування конструкцій з прямими трубками, причому вхід і вихід води, що проходить по трубках, розташовані з різних сторін. При значній теплопродуктивності підігрівачі збираються з декількох секцій, послідовно сполучених між собою по гріючій воді і воді, що нагрівається.

Іноді в теплопідготовчих установках застосовуються водоводяні підігрівачі, в яких міжтрубний простір розділений подовжніми перегородками на два або чотири відсіки, завдяки чому в межах корпусу гріюча вода здійснює два або чотири ходи.

У перерахованих вище конструкціях взаємний напрям потоків гріючої води і тієї, що нагрівається, характеризується трьома основними схемами.

1. Прямотечія, при якій гріюча вода рухається уподовж трубок, створюючи поверхню теплообміну, і в тому ж напрямі, що і вода, що нагрівається, в трубках. При цій схемі ділянки поверхні теплообміну поблизу входу гріючої води і води, що нагрівається, омиваються з одного боку більш гарячою, а з іншою - більш холодною водою, а тому, мають найбільшу різницю температур гріючого середовища і того, що нагрівається. У міру руху гріючого середовища і того, що нагрівається уздовж поверхні теплообміну ця різниця температур знижується і досягає мінімуму в місці виходів з корпусу гріючої води і тієї, що нагрівається. Середня різниця температур при

прямотечії визначається з рівняння [26]

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_{ГР}^{нач} - t_{нагр}^{нач}) - (t_{ГР}^{кон} - t_{нагр}^{кон})}{1n \frac{t_{cp}^{нач} - t_{нагр}^{нач}}{t_{cp}^{кон} - t_{нагр}^{кон}}}, ^\circ C \quad (8.14)$$

2. Протитечія, при якій гріюча вода також рухається уздовж трубок, створюючи поверхню теплообміну, але в напрямі, зворотному руху води, що нагрівається. При цій схемі вхід гріючої води розташовується поблизу виходу тієї води, що нагрівається і навпаки. При цьому різниця температур між гріючою водою і тією, що нагрівається, не обов'язково виявляється максимальною на вході гріючої води, а може бути в цьому місці мінімальною, досягаючи максимума на виході тієї води, що гріє і на вході води, що нагрівається. Розташування області з максимальною різницею температур гріючого середовища, і того, що нагрівається, при протитечії визначається співвідношенням витрат цих середовищ, помножених на відповідні теплоємності. Це співвідношення є безрозмірним параметром, який надалі позначений через θ , а саме

$$\theta = \frac{G_{нагр} c_{нагр}}{G_{ГР} c_{ГР}} \quad (8.15)$$

Для води зміни теплоємності в межах $0 \div 200^\circ C$ незначні, а тому можна рахувати $c_{нагр} \sim c_{ГР}$. В цьому випадку параметр θ співпадає з відношенням витрат води, що нагрівається і гріючої

$$\theta = \frac{G_{нагр}}{G_{ГР}} \quad (8.15a)$$

Можна одержати інший вираз для параметра θ , використовуючи наступне рівняння теплового балансу водоводяного підігрівача (без урахування його теплових втрат в навколишнє середовище, а також витоків води в ньому):

$$Q_{то} = G_{cp} c_{cp} (t_{cp}^{поч} - t_{cp}^{кін}) = G_{нагр} c_{нагр} (t_{нагр}^{кін} - t_{нагр}^{поч}), Вт \quad (8.16)$$

Звідси

$$\theta = \frac{t_{ГР}^{нач} - t_{ГР}^{кон}}{t_{нагр}^{кон} - t_{нагр}^{нач}} \quad (8.15б)$$

У одному і тому ж підігрівачі, але при різних режимах його роботи, співвідношення витрат, а отже, і параметр θ можуть приймати будь-які позитивні значення, як більше, так і менше одиниці.

При $\theta > 1$, згідно виразу (8.15б), маємо

$$t_{ГР}^{нач} - t_{нагр}^{кон} > t_{ГР}^{кон} - t_{нагр}^{нач} \quad \text{або} \quad t_{ГР}^{нач} - t_{ГР}^{кон} > t_{нагр}^{кон} - t_{нагр}^{нач}$$

тобто різниця температур між гріючою водою і тією, що нагрівається, на вході гріючої води в підігрівач більше, ніж на її виході. В цьому випадку середня різниця температур гріючого середовища і того, що нагрівається, при протитечії дорівнює

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_{ГР}^{нач} - t_{нагр}^{кон}) - (t_{ГР}^{кон} - t_{нагр}^{нач})}{\ln \frac{t_{ГР}^{нач} - t_{нагр}^{кон}}{t_{ГР}^{кон} - t_{нагр}^{нач}}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.16a)$$

Навпаки, при $\theta < 1$ маємо

$$t_{нагр}^{кон} - t_{нагр}^{нач} > t_{ГР}^{нач} - t_{ГР}^{кон} \quad \text{або} \quad t_{ГР}^{кон} - t_{нагр}^{нач} > t_{ГР}^{нач} - t_{нагр}^{кон}$$

а середня різниця температур складає

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_{гр}^{кін} - t_{нагр}^{поч}) - (t_{гр}^{поч} - t_{нагр}^{кін})}{\ln \frac{t_{гр}^{кін} - t_{нагр}^{поч}}{t_{гр}^{поч} - t_{нагр}^{кін}}} \quad (8.16б)$$

Нарешті, для перехідного режиму, при якому $\theta = 1$ маємо:

$$G_{ГР} = G_{нагр}; \quad t_{ГР}^{нач} - t_{ГР}^{кон} = t_{нагр}^{кон} - t_{нагр}^{нач} \quad ; \quad t_{ГР}^{нач} - t_{нагр}^{кон} = t_{ГР}^{кон} - t_{нагр}^{нач}$$

При цьому різниця температур між гріючим середовищем і тим, що нагрівається, однакова по всій поверхні теплообміну, а тому

$$\Delta t_{cp} = t_{ГР}^{нач} - t_{нагр}^{кон} = t_{ГР}^{кон} - t_{нагр}^{нач}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.16в)$$

Оскільки зміни різниці температур $t_{гр}$ уздовж поверхні теплообміну при протитечії завжди менші, ніж при прямотечії, середнє значення цієї різниці при заданих температурах води на вході і виході з підігрівача при протитечії завжди більше, ніж при прямотечії.

3. Перехресна течія з повним перемішуванням гріючої води в міжтрубному просторі, при якому потік цієї води рухається уперек пучка трубок. При цій схемі в кожному поперечному перетині потоку гріючої води її окремі цівки, на відміну від прямотечії або протитечії, стикаються з поверхнею теплообміну в областях, що мають різні температури середовища, що нагрівається, а тому після зіткнення набувають різних температур. Проте за наявності повного перемішування цих цівок між собою в кожному такому

поперечному перетині встановлюється деяка середня температура гріючого середовища. Зокрема, таке перемішування обов'язково відбувається на виході гріючої води з корпусу підігрівача. З іншого боку, вода, що нагрівається, виходячи з кожної трубки підігрівача при перехресному русі, на відміну від прямотечії або протитечії також має власну кінцеву температуру. В результаті зміщення потоків води із всіх трубок на її виході з підігрівача набувається деяка середня температура води, що нагрівається. Середня різниця температур між гріючою водою і тією, що нагрівається, при перехресній течії і повному перемішуванні гріючого середовища визначається вже значно складнішим виразом, а саме [36]:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{нагр}^{кон} - t_{нагр}^{нач}}{1n \frac{1}{1 - \frac{t_{нагр}^{кон} - t_{нагр}^{нач}}{t_{ГР}^{нач} - t_{ГР}^{кон}} 1n \frac{t_{ГР}^{нач} - t_{нагр}^{нач}}{t_{ГР}^{кон} - t_{нагр}^{нач}}}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.16г)$$

Істотно при цьому та обставина, що значення t_{cp} , одержані при розрахунку по формулі (8.16г), завжди знаходяться в інтервалі між значеннями t_{cp} для прямотечії і протитечії при тих же значеннях температур гріючої води і тієї, що нагрівається, на вході і виході з підігрівача, тобто завжди має місце нерівність

$$\Delta t_{cp}^{прот} > \Delta t_{cp}^{пер} > \Delta t_{cp}^{прям}$$

Ця обставина не є відмітною ознакою саме перехресного струму, а відноситься також і до інших, складніших, так званих змішаних схем взаємного напрямку потоків.

При конструюванні водоводяних підігрівачів теплопідготовчих установок з міркувань забезпечення в цих підігрівачах максимальних значень середньої різниці температур, а отже, і мінімальних значень поверхні теплообміну при заданій теплопродуктивності, основною схемою напрямку потоків гріючого середовища і того, що нагрівається, як правило, являється протитечія.

Відхилення від принципу протитечії мають місце в основному у конструктивних міркувань, оскільки протитечія вимагає подачі, а також відведення як гріючої води, так і такої, що нагрівається з торців корпусу підігрівача. Відповідна конструкція підігрівача іноді носить назву «труба в трубі». Проте цю конструкцію важко здійснити в підігрівачах з великою кількістю трубок, в яких подачу і відведення гріючої води доводиться здійснювати через патрубки, приварені до корпусу поблизу його торців. При

цьому потік гріючої води поступає в корпус перпендикулярно трубному пучку, потім повертає уздовж цього пучка, а перед виходом з корпусу знов повертає перпендикулярно трубному пучку. У таких підігрівачах поблизу місць входу і виходу гріючої води є перехресний струм, який поступово переходить в протитечію у всій решті об'єму підігрівача.

Відхилення взаємного напрямку потоків гріючої води, і тієї що нагрівається, від протитечії на окремих ділянках поверхні теплообміну не піддаються точному розрахунку. Іноді ці відхилення пропонується враховувати спеціальним поправочним коефіцієнтом, на який помножується середня різниця температур при протитечії $t_{cp}^{прот}$ перед її підстановкою в основну формулу (8.1) для визначення розрахункової поверхні теплообміну.

У приведених вище значеннях поправочного коефіцієнта β вплив цих відхилень вже врахований. Тому при визначенні розрахункової поверхні теплообміну для водоводяних підігрівачів слід виходити з формули

$$F_{TO}^p = \frac{Q_{TO}^p}{\beta \Delta t_{cp}^{прот}} \left(\frac{1}{\alpha_{вн}^p} + \frac{1}{\alpha_{н}^p} \right), \text{ м}^2 \quad (8.1a)$$

При цьому значення $\Delta t_{cp}^{прот}$ у формулі (8.1a) підраховуються по формулах (8.16a) або (8.16б) для протитечії.

Тепловий розрахунок водоводяних підігрівачів в ще більшій мірі, ніж пароводяних, може бути полегшений за рахунок застосування безрозмірних параметрів. При цьому для параметра ω зберігається його вираз по формулі (8.6), а для параметра ε замість формули (8.5a) одержуємо вираз

$$\varepsilon = \frac{Q_{TO}}{G_{нагр} c_{нагр} (t_{ГР}^{нач} - t_{нагр}^{нач})} = \frac{t_{нагр}^{кон} - t_{нагр}^{нач}}{t_{ГР}^{нач} - t_{нагр}^{нач}} \quad (8.17)$$

Характерним для водоводяних теплообмінників виявляється безрозмірний параметр θ , що є згідно формулі (8.15б) відношення перепадів температур гріючого середовища і того, що нагрівається, в підігрівачі. Втім, його можна розповсюдити і на пароводяні підігрівачі, виходячи з того, що для них перепад температур по гріючому середовищу дорівнює нулю, а тому і $\theta = 0$

Відмітимо, що для водоводяних підігрівачів між параметрами ε , ω і θ існує залежність типу $f(\varepsilon, \omega, \theta) = 0$, причому вираз для цієї функції визначається взаємним напрямом потоків гріючої води і тієї, що нагрівається. Цей вираз можна одержати, виходячи з відповідних формул для

середньої різниці температур гріючого середовища і того, що нагрівається, в підігрівачі із заданим взаємним напрямом потоків. Зокрема, для прямоточних підігрівачів, виходячи з формули (8.14) для t_{cp} , одержуємо наступні залежності, що зв'язують між собою значення параметрів ε і ω [26]:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\omega(1+\theta)}}{1+\theta} \quad (8.18)$$

$$\omega = \frac{1}{1+\theta} \ln \frac{1}{1-\varepsilon(1+\theta)} \quad (8.18a)$$

При $\theta=0$ ми знов приходимо до приведених вище формул (8.5) і (8.7) для пароводяних підігрівачів. Крім того, при нескінченному збільшенні параметра ε , значення параметра ω прагне до межі

$$\varepsilon_{\max} = \frac{1}{1+\theta} \quad (8.18b)$$

Особливість формул типу (8.18) для водоводяних підігрівачів полягає в неможливості одержати з них загальний вид виразу для параметра θ , що потрібний при рішенні деяких задач теплового розрахунку. Це утруднення може бути усунено шляхом складання докладних таблиць, підрахованих по формулах (8.18), які дозволяють по заданих значеннях будь-яких двох параметрів визначити шукане значення третього параметра. Така таблиця для протитечійних водоводяних підігрівачів приведена нижче (див. табл. 8.2).

При точному визначенні коефіцієнта тепловіддачі у водоводяних підігрівачах необхідно робити підрахунок середніх температур як гріючої води, так і такої, що нагрівається в цих підігрівачах.

На відміну від пароводяних підігрівачів, у водоводяних підігрівачах ці температури залежать не тільки від температур води на вході і виході з підігрівача, але і від відповідних витрат води, тобто від параметра θ . Так, для прямоточних водоводяних підігрівачів маємо [26]:

$$t_{нагр}^{cp} = \frac{\theta t_{нагр}^{кон} + t_{гр}^{кон} - \Delta t_{cp}}{1+\theta} = \frac{\theta t_{нагр}^{нач} + t_{нагр}^{нач} - \Delta t_{cp}}{1+\theta}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.19)$$

$$t_{гр}^{cp} = t_{нагр}^{cp} + \Delta t_{cp} = \frac{t_{нагр}^{нач} + \theta(t_{нагр}^{нач} + \Delta t_{cp})}{1+\theta} = \frac{t_{гр}^{кон} + \theta(t_{нагр}^{кон} + \Delta t_{cp})}{1+\theta}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.19a)$$

При попередньому розрахунку можна обмежитися простими наближеними формулами типу (8.2б), що визначають середню температуру

води в теплообміннику як середню арифметичну з її температур на вході і виході з теплообмінника:

$$t_{cp}^{cp} \approx \frac{t_{cp}^{нач} + t_{cp}^{кон}}{2}, ^\circ C \quad t_{нагр}^{cp} \approx \frac{t_{нагр}^{нач} + t_{нагр}^{кон}}{2}, ^\circ C$$

Формули типу (8.18) можуть бути одержані також для протитечійних підігрівачів. Проте тут виникає ускладнення, пов'язане з тим, що при різних режимах роботи, а саме при $\theta < 1$, $\theta = 1$ і $\theta > 1$ доводиться, щоб уникнути операції з негативними величинами, використовувати дещо відмінні формули. Так, при $\theta < 1$ маємо

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\omega(1-\theta)}}{1 - \theta e^{-\omega(1-\theta)}} \quad (8.20)$$

$$\omega = \frac{1}{1-\theta} \ln \frac{1-\varepsilon\theta}{1-\varepsilon} \quad (8.20a)$$

Відповідно при $\theta = 1$

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{1}{\omega}} \quad (8.20б)$$

$$\omega = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon} - 1} \quad (8.20в)$$

Нарешті, при $\theta > 1$ одержуємо

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\omega(\theta-1)}}{\theta - e^{-\omega(\theta-1)}} \quad (8.21)$$

$$\omega = \frac{1}{\theta-1} \ln \frac{1-\varepsilon}{1-\varepsilon\theta} \quad (8.21a)$$

Формули (8.20) і (8.21) також переходять у відповідні формули (8.5) і (8.7) для пароводяних підігрівачів, якщо в них підставити значення $\theta = 0$.

У табл. 8.2 приведені значення параметра ω , підраховані по формулі (8.20a) для протитечійних теплообмінників при різних значеннях ε і θ від нуля до одиниці.

Значення, відповідні $\theta = 0$, можуть бути використані при визначенні поверхні теплообміну пароводяних підігрівачів. Використання табл. 8.2 значно полегшує проведення як попереднього, так і перевірного розрахунку

пароводяних і водоводяних підігрівачів; приклади такого використання приведені нижче.

Для наочності на рис. 8.1 нанесений графік значень параметра ε залежно від параметра ω для протитечійних теплообмінників при трьох різних значеннях параметра θ , а саме $\theta = 0; 0,5$ і 1 .

Крива, відповідна значенню $\theta = 0$, характеризує залежність ε від ω для пароводяних підігрівачів. З графіка видно, що залежність $\varepsilon = f(\omega)$ при різних значеннях θ представляється пучком опуклих кривих, що виходять з початку координат і асимптотично наближаються до одиниці при зростанні значень ω .

Для визначення середніх температур гріючого середовища і того, що нагрівається в протитечійних водоводяних підігрівачах слід застосовувати формули, аналогічні формулам (8.19) для прямотечійних підігрівачів, а саме при $\theta < 1$

$$t_{нагр}^{cp} = \frac{t_{зр}^{нач} - \theta t_{нагр}^{кон} - \Delta t_{cp}}{1 - \theta} = \frac{t_{зр}^{кон} - \theta t_{нагр}^{нач} - \Delta t_{cp}}{1 - \theta}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.22)$$

$$t_{зр}^{cp} = t_{нагр}^{cp} + \Delta t_{cp} = \frac{t_{зр}^{нач} - \theta(t_{нагр}^{кон} + \Delta t_{cp})}{1 - \theta} = \frac{t_{зр}^{кон} - \theta(t_{нагр}^{нач} + \Delta t_{cp})}{1 - \theta}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.22a)$$

Те ж при $\theta > 1$:

$$t_{нагр}^{cp} = \frac{\theta t_{нагр}^{кон} + \Delta t_{cp} - t_{зр}^{нач}}{\theta - 1} = \frac{\theta t_{нагр}^{нач} + \Delta t_{cp} - t_{зр}^{кон}}{\theta - 1}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.22б)$$

$$t_{зр}^{cp} = t_{нагр}^{cp} + \Delta t_{cp} = \frac{\theta(t_{нагр}^{кон} + \Delta t_{cp}) - t_{зр}^{нач}}{\theta - 1} = \frac{\theta(t_{нагр}^{нач} + \Delta t_{cp}) - t_{зр}^{кон}}{\theta - 1}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.22в)$$

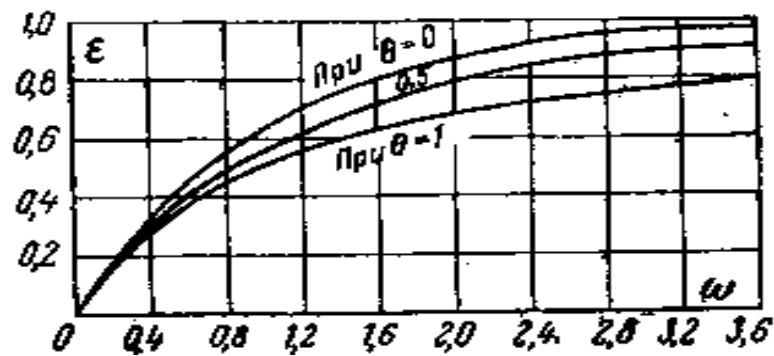


Рисунок 8.1 - Значення параметра ε для протитечійних водоводяних підігрівачів залежно від значень параметрів ω і θ .

(Значення параметра ε , відповідні кривій $\theta = 0$, відносяться до пароводяних підігрівачів.)

Таблиця 8.2 - Значення параметра ω залежно від параметрів ε і θ для пароводяних і водоводяних підігрівачів при протитечії.

Значення параметра ε	Значення параметра θ										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,05	0,0513	0,0514	0,0515	0,0517	0,0519	0,0520	0,0521	0,0522	0,0524	0,0525	0,0526
0,10	0,105	0,105	0,106	0,107	0,107	0,108	0,108	0,109	0,109	0,110	0,111
0,15	0,1625	0,1638	0,1651	0,1664	0,1677	0,1691	0,1705	0,1719	0,1734	0,1749	0,1765
0,20	0,2231	0,2255	0,2279	0,2304	0,2329	0,2356	0,2383	0,2411	0,2439	0,2469	0,2500
0,25	0,2877	0,2915	0,2955	0,2996	0,3039	0,3083	0,3129	0,3177	0,3227	0,3279	0,3333
0,30	0,3567	0,3625	0,3685	0,3748	0,3814	0,3883	0,3955	0,4032	0,4111	0,4196	0,4286
0,35	0,4308	0,4391	0,4478	0,4569	0,4666	0,4768	0,4876	0,499-2	0,5114	0,5245	0,5384
0,40	0,5108	0,5222	0,5343	0,5471	0,5608	0,5754	0,5910	0,6078	0,6258	0,6454	0,6667
0,45	0,5978	0,6131	0,6294	0,6469	0,6656	0,6859	0,7078	0,7317	0,7577	0,7864	0,8182
0,50	0,6931	0,7132	0,7347	0,7580	0,7833	0,8109	0,8412	0,8745	0,9116	0,9531	1,000
0,55	0,7985	0,8245	0,8525	0,8831	0,9167	0,9538	0,9951	1,041	1,093	1,153	1,222
0,60	0,9163	0,9493	0,9858	1,025	1,070	1,119	1,175	1,239	1,312	1,398	1,500
0,65	1,050	1,092	1,138	1,190	1,248	1,314	1,389	1,476	1,579	1,703	1,857
0,70	1,204	1,257	1,316	1,383	1,459	1,546	1,648	1,769	1,915	2,092	2,333
0,75	1,386	1,454	1,530	1,616	1,716	1,833	1,971	2,139	2,350	2,624	3,000
0,80	1,609	1,696	1,794	1,907	2,040	2,197	2,389	2,628	2,939	3,365	4,000
0,85	1,897	2,009	2,138	2,290	2,469	2,687	2,959	3,311	3,788	4,489	5,667
0,90	2,303	2,454	2,630	2,840	3,094	3,409	3,815	4,361	5,148	6,418	9,000
0,92	2,526,	2,699	2,903	3,147	3,445	3,819	4,307	4,976	5,970	7,655	11,50
0,94	2,813	3,016	3,256	3,546	3,903	4,357	4,958	5,802	7,095	9,426	15,67
0,95	2,996	3,218	3,481	3,800	4,196	4,703	5,379	6,340	7,843	10,65	19,00
0,96	3,219	3,464	3,757	4,113	4,557	5,130	5,902	7,014	8,789	12,24	24,00
0,97	3,507	3,783	4,114	4,518	5,026	5,686	6,586 .	7,901	10,05	14,43	32,33
0,98	3,912	4,232	4,620	5,091	5,691	6,477	7,563	9,179	11,9C	17,75	49,00
0,99	4,605	5,001	5,481	6,075	6,835	7,844	9,259	11,41	15Л7	23,89	99,00
1,00	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞

В попередніх розрахунках також може бути застосовна наближена формула (8.2б) для середніх температур, як середньоарифметичне з початкових і кінцевих температур даного середовища в підігрівачі. До речі, ця наближена формула цілком точна у тому випадку, коли $\theta = 1$.

На закінчення слід зазначити деякі характерні особливості розрахунку за визначенням коефіцієнта тепловіддачі від гріючої води, що рухається в міжтрубному просторі до зовнішньої поверхні трубок. При прямотечії або протитечії потік гріючої води рухається уздовж цієї поверхні і при цьому, як правило, він є турбулентним. Як показують теоретичні міркування і дослідні дані, для визначення коефіцієнта тепловіддачі від гріючого середовища до зовнішньої поверхні трубного пучка, який омивається подовж, можуть бути використані ті ж формули, що і для коефіцієнта тепловіддачі від внутрішньої поверхні трубок до турбулентного потоку середовища в них. При цьому зберігається приведена вище формула (8.9), але із заміною внутрішнього діаметру трубок $d_{\text{вп}}$ на еквівалентний діаметр живого перетину міжтрубного простору корпусу $d_{\text{екв}}$

$$\alpha_n = [1230 + 20t_{\text{сп}}^{cp} - 0,04(t_{\text{сп}}^{cp})^2] \frac{w_{\text{сп}}^{0,8}}{d_{\text{екв}}^{0,2}}, \text{Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К} \quad (8.23)$$

Для визначення еквівалентного діаметру $d_{\text{екв}}$ слід застосовувати формулу [26]:

$$d_{\text{екв}} = \frac{4 f_{\text{м.тр}}}{P_{\text{м.тр}}} = \frac{d_{\text{корп}}^2 - z d_{\text{н}}^2}{d_{\text{корп}} + z d_{\text{н}}}, \text{м} \quad (8.23a)$$

де $f_{\text{м.тр}}$ - живий перетин корпусу по гріючій воді, м^2 ;
 $P_{\text{м.тр}}$ - змочений периметр корпусу і розташованих в ньому трубок, м;
 $d_{\text{корп}}$ - внутрішній діаметр корпусу, м;
 z - кількість розташованих в ньому трубок.

Якщо підігрівач має декілька ходів по гріючій воді, то для визначення $d_{\text{екв}}$ зберігає силу формула (8.23a), при цьому

$$f = \frac{\pi}{n} (d - z d_{\text{н}}) \quad \text{і} \quad P_{\text{м.тр}} = \pi \left(\frac{d_{\text{корп}}}{n} - \frac{z}{n} d_{\text{н}}^2 \right)$$

де n - число ходів по гріючій воді.

Для середньої швидкості гріючої води $w_{\text{сп}}$ одержуємо:

$$w_{\text{ГР}} = \frac{n G_{\text{ГР}}}{2827 (d_{\text{корп}}^2 - z d_{\text{н}}^2) \rho_{\text{ГР}}}, \text{м} / \text{сек} \quad (8.23б)$$

де $G_{гр}$ - витрата гріючої води, кг/с;
 $\rho_{гр}$ - її щільність при середній температурі, кг/м³.

При поперечному обтіканні пучка трубок коефіцієнт тепловіддачі α_n приблизно в 1,8-2,0 рази більше, ніж при подовжньому обтіканні і інших рівних умовах. Крім того, для пучка трубок, починаючи з третього ряду їх по напрямку потоку, цей коефіцієнт вище, ніж для одиночної трубки. Проте, оскільки ділянки поверхні теплообміну, де має місце поперечний потік гріючої води, в звичайних конструкціях водоводяних підігрівачів відносно невеликі, а тепловий розрахунок цих підігрівачів, як вказано вище, проводиться, виходячи з формул для протитечії, то збільшенням коефіцієнта тепловіддачі для цих ділянок в порівнянні з іншими можна нехтувати, розглядаючи його, як запас в розрахунку.

Одержані по описаній вище методиці значення коефіцієнта тепловіддачі від гріючої води до стінок трубок α_n для водоводяних підігрівачів теплопідготовчих установок звичайно знаходяться в межах $\alpha_n=4000-8000$, Вт/м²К, тобто помітно нижче, ніж значення для цього коефіцієнта від стінок трубок до води, що нагрівається ($\alpha_{вн} =7500-12000$, Вт/м²К).

При попередніх розрахунках можна виходити із значення $\alpha_n=6000$ Вт/м²К, звідки при $\alpha_{вн}=10000$ Вт/м²К і $\beta= 0,8$ одержуємо, Вт/м²К

$$k = \frac{0,8}{\frac{1}{6000} + \frac{1}{10000}} = 3000.$$

Описана вище методика визначення розрахункової поверхні теплообміну і вибору типорозмірів для підігрівачів теплопідготовчих установок нижче ілюструється на двох прикладах, що відносяться відповідно до пароводяних і водоводяних підігрівачів.

8.2 Приклади розрахунку теплообмінних апаратів

8.2.1 Приклад розрахунку пароводяного теплообмінника

Необхідно визначити розрахункову поверхню теплообміну і вибрати типорозмір для основних пароводяних підігрівачів теплопідготовчої установки ТЕЦ, що обігриваються парою з регульованих відборів двох парових турбін типу АТ-6, причому кількість основних підігрівачів також два.

Визначена з розрахунку теплової схеми ТЕЦ теплопродуктивність кожного підігрівача, відповідна максимально-зимовому режиму і складає

$$Q = \frac{29,81}{2} = 14,9 \text{ МВт при розрахунковій температурі води на вході в підігрівач}$$

$$t_{\text{нагр}}^{\text{нач.р}} = 68,4^\circ\text{С і на виході } t_{\text{нагр}}^{\text{кон.р}} = 102,8^\circ\text{С.}$$

Приймаючи заздалегідь $\Delta t_{\text{кон}} = 6^\circ\text{С}$, одержуємо температуру конденсації $t_{\text{конд}} = 108,8^\circ\text{С}$ і відповідний тиск гріючої пари $p_{\text{отб}} = 0,14 \text{ МПа}$. При такому тиску температуру відбірної пари можна оцінити величиною

$t_{\text{отб}} = 127 + 8 = 135^\circ\text{С}$. Звідси ентальпія відбірної пари складе $i_{\text{отб}} = 2745,7 \text{ кДж/кг}$ при ентальпії насиченої пари тиском $0,14 \text{ МПа}$ $i_{\text{нас}} = 2691,2 \text{ кДж/кг}$, тобто перегрів пари у відборі незначний. При цьому тепловіддача 1 кг пари в підігрівачі складе $\Delta i_{\text{отб}} = i_{\text{отб}} - i_{\text{конд}} = 2691,2 - 457,5 = 2237,7 \text{ кДж/кг}$, а витрата гріючої пари на підігрівач по формулі (8.3а)

$$D_{\text{зр}} = \frac{14,9 \cdot 10^6}{2237,7} = 6,54 \text{ кг/с} (23,53 \text{ т/год})$$

Значення параметра ε_p при розрахунковому режимі теплообмінника по формулі (8.5а) дорівнює $\varepsilon_p = \frac{102,8 - 68,4}{109 - 68,4} = 0,847$. При

цьому значенні і $\theta = 0$ по формулі (8.7) або табл. 8.2 знаходимо $\omega_p = 1,88$. Крім того, з теплового балансу підігрівача по формулі (8.3) одержуємо

$$G_{\text{нагр}}^p = \frac{Q_{\text{то}}^p}{c_{\text{нагр}} (t_{\text{нагр}}^{\text{кон}} - t_{\text{нагр}}^{\text{нач}})} = \frac{14,9 \cdot 10^6}{4,19(102,8 - 68,4)} = 103,37 \text{ кг/с} (372,4 \text{ т/год}),$$

отже при $c_{\text{нагр}} \approx 4,19 \text{ кДж/кгК}$ витрата води, що нагрівається, через підігрівач складе $G_{\text{нагр}}^p = 372,4 \text{ т/год}$. Приймаючи для попереднього розрахунку пароводяного підігрівача значення $k_p = 3400 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, знаходимо по формулі (8.7а) орієнтовне значення розрахункової поверхні теплообміну підігрівача для умов даного прикладу:

$$F = 1,88 \cdot \frac{372,4 \cdot 10^3}{3400} = 206 \text{ м}^2$$

З серії вертикальних пароводяних підігрівачів БО, найбільш відповідним по поверхні теплообміну виявляється в даному випадку підігрівач типу БО-200м з наступними конструктивними даними:

поверхня теплообміну $F_{\text{то}} = 200 \text{ м}^2$;

латунні трубки:

діаметр - 19/17,5мм

довжина - 3410 мм;

кількість - 1018;

число ходів по воді, що нагрівається- $n = 4$;

площа прохідного перетину по воді, що нагрівається $f_{\text{тр}} = 0,0613 \text{ м}^2$;

найбільша витрата води, що нагрівається, при швидкості $\omega_{\text{нагр}} = 2,5 \text{ м/с}$,

$G_{\text{нагр}} = 550 \text{ т/год}$;

відстань між сусідніми перегородками каркаса підігрівача $H = 1,67 \text{ м}$.

Виконаємо перевірочний розрахунок цього підігрівача при подачі в нього $G_{\text{нагр}} = 372,4 \text{ т/год}$ води, що нагрівається, з температурою $t_{\text{нагр}}^{\text{нач}} = 68,4^\circ\text{C}$ на вході в підігрівач.

Оскільки поверхня теплообміну вибраного підігрівача на 3% менше розрахункової, то доцільно підняти тиск грюючої пари при розрахунковому режимі до $p_{\text{омб}} = 0,15 \text{ МПа}$, при якому $t_{\text{конд}} = 110,8^\circ\text{C}$.

Середня швидкість води, що нагрівається, в трубках при відомому прохідному перетині підігрівача підраховується по формулі (8.9а) :

$$w_{\text{нагр}} = \frac{374,4 \cdot 1000}{3600 \cdot 0,0613 \cdot 968} = 1,74 \text{ м/с},$$

де $\rho_{\text{нагр}} = 968 \text{ кг/м}^3$ - щільність води при її середній температурі в трубках, яка орієнтовно прийнята рівною

$$t_{\text{нагр}}^{\text{ср}} = \frac{1}{2}(68,4 + 102,8) = 85,6^\circ\text{C}.$$

При таких значеннях швидкості і середньої температури коефіцієнт тепловіддачі від стінки трубок до води, що нагрівається, підрахований по формулі (8.9) за допомогою даних з табл. 8.1, складе

$$\alpha_{\text{вн}} = 2633 \cdot 1,557 \cdot 2,246 \cdot 1,16 = 10718 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Наступний етап розрахунку - визначення коефіцієнта тепловіддачі від водяної пари, що конденсується, до зовнішньої поверхні трубок $\alpha_{\text{н}}$. Для цього потрібно перш за все оцінити середню температуру цієї зовнішньої поверхні; по формулі (8.11а) вона приблизно дорівнює

$$t_{\text{тр}}^{\text{н}} = \frac{110,8 + 85,6}{2} = 98,2^\circ\text{C}.$$

Таким чином, значення параметра $H(t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^{\text{н}})$, що входить у формули

(8.10), (8.12) і (8.13) в даному прикладі складає
 $1,67 \cdot (110,8 - 98,2) = 21,04 \text{ м град.}$

Знаходимо значення функцій $\Phi_3(t_{\text{конд}})$ і $\Phi_4(t_{\text{конд}})$ стосовно значення $t_{\text{конд}} = 110,8^\circ\text{C}$ або по формулах (8.12а) і (8.12б), або з відповідних граф табл. 8.1. При цьому одержуємо $\Phi_3(t_{\text{конд}}) = 5,37$, $\Phi_4(t_{\text{конд}}) = 200$, отже

$$N(t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^H) \Phi_3(t_{\text{конд}}) = 21,04 \cdot 5,37 = 113 < \Phi_4(t_{\text{конд}}).$$

Таким чином, режим руху плівки конденсату ламінарний, а тому підрахунок коефіцієнта тепловіддачі від пари, що конденсується, до зовнішньої поверхні трубок слід проводити по формулі (8.10), звідки, користуючись значеннями $\Phi_1(t_{\text{конд}})$ з табл. 8.1 при $t_{\text{конд}} = 110,8^\circ\text{C}$, одержуємо

$$\alpha_n = 1,16 \frac{11547}{21,04^{0,22}} = 6855,6 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{К}$$

Уточнюємо далі по формулі (8.8б) прийняте на початку розрахунку орієнтовне значення середнього коефіцієнта теплопередачі в підігрівачі при розрахунковому режимі. При цьому одержимо, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$

$$k_p = \frac{0,8}{\frac{1}{10718} + \frac{1}{6855,6}} = 3343$$

Відповідне значення параметра ω по формулі (8.6) дорівнює

$$\omega = \frac{3343 \cdot 200}{1,16 \cdot 372,4 \cdot 10^3} = 1,55$$

Цьому значенню по формулі (8.5) або даним з табл. 8.2 відповідає при $\theta=0$ значення параметра $\varepsilon = 0,788$. Звідси знаходимо температуру води, що нагрівається, на виході з підігрівача по формулі, яка витікає з визначення параметра ε , а саме:

$$t_{\text{нагр}}^{\text{кон}} = t_{\text{нагр}}^{\text{нач}} + \varepsilon(t_{\text{конд}} - t_{\text{нагр}}^{\text{нач}}) \quad (8.5\text{в})$$

В даному випадку при $t_{\text{нагр}}^{\text{нач}} = 68,4^\circ\text{C}$, $t_{\text{конд}} = 110,8^\circ\text{C}$ и $\varepsilon = 0,788$ одержуємо:

$$t_{\text{нагр}}^{\text{кон}} = 68,4 + 0,788 \cdot (110,8 - 68,4) = 101,8^\circ\text{C}$$

тобто на 1°C нижче заданої величини. Відповідна теплопродуктивність підігрівача, визначена по формулі (8.5б), складає $Q_{\text{то}} = 14,43 \text{ МВт.}$

У зв'язку з відсутністю запасу по теплопродуктивності, проводимо повторний перевірючий розрахунок з уточненням середніх значень

температур $t_{\text{нагр}}^{\text{cp}}$ і $t_{\text{тр}}^{\text{H}}$.

Для уточнення середньої температури води, що нагрівається, може бути використана формула (8.2), яку можна перетворити таким чином:

$$t_{\text{нагр}}^{\text{cp}} = t_{\text{конд}} - \frac{t_{\text{нагр}}^{\text{кон}} - t_{\text{нагр}}^{\text{нач}}}{\omega}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.2\text{в})$$

В даному випадку при $t_{\text{нагр}}^{\text{кон}} = 101,8^\circ\text{C}$, $t_{\text{нагр}}^{\text{нач}} = 68,4^\circ\text{C}$, $t_{\text{конд}} = 110,8^\circ\text{C}$, и $\varepsilon = 1,55$ одержуємо $t_{\text{нагр}}^{\text{cp}} = 89,3^\circ\text{C}$. Перерахунок на відповідну щільність води $\rho_{\text{нагр}} = 965,3 \text{ кг/м}^3$ приводить до уточненого значення її швидкості $\omega_{\text{нагр}} = 1,75 \text{ м/с}$. При цьому уточнене значення коефіцієнта тепловіддачі від внутрішньої поверхні трубок до води, що нагрівається, підраховане по формулі (8.9)

$$\alpha_{\text{вн}} = 10993 \text{ Вт/м}^2 \text{ К.}$$

Набутого по формулі (8.11) уточненого значення середньої температури зовнішньої поверхні трубок дорівнює, $^\circ\text{C}$

$$t_{\text{тр}}^{\text{H}} = 110,8 - (110,8 - 89,3) \frac{0,8}{1 + \frac{6855,6}{10993}} = 100,3$$

При цьому $H (t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^{\text{H}}) = 1,67(110,8 - 100,3) = 17,53$ а уточнене по формулі (8.10) значення коефіцієнта тепловіддачі від пари, що конденсується, до зовнішньої поверхні трубок

$$\alpha_{\text{н}} = 1,16 \frac{11547}{1,877} = 7136 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$$

Остаточні результати розрахунків такі: середній коефіцієнт теплопередачі $k_p = 3463 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, а параметри $\omega = 1,60$ і $\varepsilon = 0,798$, звідки $t_{\text{нагр}}^{\text{кон}} = 102,2^\circ\text{C}$. Ця величина всього на $0,6^\circ\text{C}$ відрізняється від заданої, а тому вибір типорозміру пароводяного підігрівача можна вважати за правильне. Всі початкові дані і результати розрахунку представлені в табл. 8.3.

Таблиця 8.3 - Результати попереднього і перевірного теплового розрахунку пароводяного підігрівача з вибором типорозміру

Найменування величини	Умовне позначення	Формула або таблиця	Чисельне значення
1	2	3	4
Розрахункова теплопродуктивність підігрівача, МВт	$Q_{\text{то}}^p$	Задано	14,9
Розрахункова температура води, що нагрівається, на вході в підігрівач, °С	$t_{\text{нагр}}^{\text{нач}}$	Те ж	68,4
Розрахункова температура води, що нагрівається, на виході з підігрівача, °С	$t_{\text{нагр}}^{\text{кон}}$	Задано	102,8
Розрахункова витрата води, що нагрівається, $m / год$	$G_{\text{нагр}}^p$	Формула (8.3)	372,4
Розрахункова температура конденсації грючої пари, °С (орієнтовна при $\Delta t_{\text{конд}} = 6 \text{ } ^\circ\text{C}$)	$t_{\text{конд}}$	$t_{\text{нагр}}^{\text{кін.р}} + \Delta t_{\text{конд}}$	108,8
Розрахункове значення параметра ε (для попереднього розрахунку)	ε_p	Формула (8.5а)	0,847
Розрахункове значення параметра ω (для попереднього розрахунку)	ω_p	Формула (8.7) або табл. 8.2	1,88
Середній коефіцієнт теплопередачі від пари до води, що нагрівається (для попереднього розрахунку), $Вт/м^2К$	k_p	По рекомендаціях [25]	3954
Розрахункова поверхня теплообміну підігрівача (орієнтовна), $м^2$	$F_{\text{то}}^p$	Формула (8.7а)	206
Вибраний типорозмір підігрівача	—	Табл. 8.5	БО-200 м
Поверхня теплообміну підігрівача вибраного типорозміру, $м^2$	$F_{\text{то}}$	Табл. 8.5	200
Площа прохідного перетину підігрівача по воді, $м^2$	$f_{\text{тр}}$	Табл. 8.5	0,0613

Продовження таблиці 8.3

1	2	3	4
Відстань між сусідніми перегородками каркаса підігрівача, м	H	Табл. 8.5	1,67
Внутрішній діаметр трубок підігрівача, м	$d_{\text{вн}}$	Табл. 8.5	0,0175
Середня температура води, що нагрівається (орієнтовна), °C	$t_{\text{нагр}}^{\text{cp}}$	Формула (8.2б)	85,6
Середня щільність води, що нагрівається (орієнтовна), кг/м ³	$\rho_{\text{нагр}}$	[9]	968
Середня швидкість води, що нагрівається, в трубках підігрівача (орієнтовна), м/с	$\omega_{\text{нагр}}$	Формула (8.9а)	1,74
Величина $\Phi(t_{\text{конд}}^{\text{cp}})$	$\Phi(t_{\text{конд}}^{\text{cp}})$	Формула (8.9) або табл. 8.1	2633
Величина $1/d^{0,2}$	$1/d^{0,2}$	Табл. 8.1	2,246
Величина $\omega_{\text{нагр}}^{0,8}$	$\omega_{\text{нагр}}^{0,8}$	Табл. 8.1	1,557
Розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні трубок до води, що нагрівається (орієнтовний), Вт/м ² К	$\alpha_{\text{вн}}$	Формула (8.9)	10718
Температура конденсації грючої пари при $p_{\text{гр}} = 0,15$ МПа (уточнена), °C	$t_{\text{конд}}$	[9]	110,8
Середня температура зовнішньої поверхні трубок (орієнтовна), °C	$t_{\text{тр}}^{\text{H}}$	Формула (8.11а)	98,2
Величина $H(t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^{\text{H}})$ м • град	$H(t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^{\text{H}})$	По значеннях H , $t_{\text{конд}}$ и $t_{\text{тр}}^{\text{H}}$	21,04
Величина $\Phi_3(t_{\text{конд}})$	$\Phi_3(t_{\text{конд}})$	Формула (8.12а) або табл. 8.1	5,37
Величина $\Phi_4(t_{\text{конд}})$	$\Phi_4(t_{\text{конд}})$	Формула (8.12б) або табл. 8.1	200
Величина $H(t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^{\text{H}}) \times \Phi_3(t_{\text{конд}})$	$H(t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^{\text{H}})$ и $\Phi_3(t_{\text{конд}})$	По значеннях $H(t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^{\text{H}})$ и $\Phi_3(t_{\text{конд}})$	113

Продовження таблиці 8.3

1	2	3	4
[Оскільки $H(t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^H) \Phi_3(t_{\text{конд}}) < \Phi_4(t_{\text{конд}})$ режим руху плівки конденсату є ламінарним] Величина $\Phi_1(t_{\text{конд}})$	$\Phi_1(t_{\text{конд}})$	Формула (8.10) або табл. 8.1	11547
Розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі від пари, що конденсується, до зовнішньої поверхні трубок, Вт/м ² К	α_n	Формула (8.10)	6856
Прийнятий коефіцієнт забруднення	β	По рекомендаціях [25]	0,80
Середній коефіцієнт теплопередачі від пари до води, що нагрівається, Вт/м ² К	k_p	Формула (8.8б)	3343
Значення параметра ω	ω	Формула (8.6)	1,55
Значення параметра ε	ε	Формула (8.5) або табл. 8.2	0,788
Температура води, що нагрівається, на виході з підігрівача, °С	$t_{\text{нагр}}^{\text{кон}}$	Формула (8.5в)	101,8
Теплопродуктивність підігрівача, МВт	$Q_{\text{то}}^p$	Формула (8.5б)	14,42
Середня температура води, що нагрівається (уточнена), °С	$t_{\text{нагр}}^{\text{ср}}$	Формула (8.2в)	89,3
Середня щільність води, що нагрівається, (уточнена), кг/м ³	$\rho_{\text{нагр}}$	[9]	965,3
Середня швидкість води, що нагрівається, в трубках підігрівача (уточнена), м/с	$\omega_{\text{нагр}}$	Формула (8.9а)	1,75
Величина $\Phi(t_{\text{конд}}^{\text{ср}})$ (уточнена)	$\Phi(t_{\text{конд}}^{\text{ср}})$	Формула (8.9) або табл. 8.1	2698
Величина $\omega_{\text{нагр}}^{0.8}$ (уточнена)	$\omega_{\text{нагр}}^{0.8}$	Табл. 8.1	1,564

Продовження таблиці 8.3

1	2	3	4
Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні трубок до води, що нагрівається (уточнений), Вт/м ² К	$\alpha_{\text{вн}}$	Формула (8.9)	10993
Середня температура зовнішньої поверхні трубок (уточнена), °С	$t_{\text{тр}}^{\text{н}}$	Формула (8.11)	100,3
Величина Н ($t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^{\text{н}}$) (уточнена), м*град	Н ($t_{\text{конд}} - t_{\text{тр}}^{\text{н}}$)	По значеннях Н, $t_{\text{конд}}$ и $t_{\text{тр}}^{\text{н}}$	17,53
Коефіцієнт тепловіддачі від пари, що конденсується, до зовнішньої поверхні трубок (уточнений), Вт/м ² К	$\alpha_{\text{н}}$	Формула (8.10)	7155
Середній коефіцієнт теплопередачі від пари до води (уточнений), Вт/м ² К	$k_{\text{р}}$	Формула (8.8б)	3463
Значення параметра ω (уточнене)	ω	Формула (8.6)	1,60
Значення параметра ε (уточнене)	ε	Формула (8.5) або табл. 8.2	0,798
Температура води, що нагрівається, на виході з підігрівача (уточнена), °С	$t_{\text{нагр}}^{\text{кон}}$	Формула (8.5в)	102,2
Теплопродуктивність підігрівача (уточнена), МВт	$Q_{\text{то}}$	Формула (8.5б)	14,6

8.2.2 Приклад розрахунку водоводяного теплообмінника

Необхідно визначити розрахункову поверхню теплообміну і вибрати типорозмір водоводяних підігрівачів, які використовуються як підігрівачі хімоочищеної води у водогрійній котельні. У цих підігрівачах хімоочищена вода в кількості $G_{\text{нагр}} = 464$ т/год нагрівається з $t_{\text{нагр}}^{\text{нач}} = 30^\circ$ до $t_{\text{нагр}}^{\text{кон}} = 65^\circ\text{C}$, причому у якості гріючої використовується вода з водогрійних котлів, температура якої залежно від режиму коливається від $130,5$ до $153,4^\circ\text{C}$, а витрата цієї води відповідно від 2613 до 1987 т/год, оскільки ці підігрівачі включені в контур рециркуляції водогрійних котлів. Для цих цілей використовуються секційні водоводяні підігрівачі по МВН 2052-62, розрахункові характеристики яких приведені в [26]. Найбільші з підігрівачів цієї серії, а саме по МВН 2052-36, мають при швидкості води $2,5$ м/с максимальну пропускну спроможність 225 т/год по трубках і 400 т/год по міжтрубному простору корпусу; вода, що при цьому нагрівається, прямує по трубках, а що гріє - через корпус з дотриманням протитечії. Таким чином, для даного прикладу по витраті води, що нагрівається, достатньо 2-3 таких підігрівача, а по витраті гріючої води їх потрібно 5-7. У подібних випадках доцільно частину гріючої води перепускати в обхід підігрівачів, понизивши її витрату в підігрівачі в даному випадку до

$$464 \frac{400}{225} = 810 \text{ т / год}$$

При такому перепуску буде досить трьох паралельно включених підігрівачів, для кожного з яких витрата води складе:

$$\text{гріючої} \quad G_{\text{гр}}^p = \frac{810}{3} = 270 \text{ т / год}$$

$$\text{що нагрівається} \quad G_{\text{нагр}}^p = \frac{464}{3} = 155 \text{ т / год}$$

Розрахункова теплопродуктивність кожного такого підігрівача по формулі (8.16) при $c_{\text{нагр}} = 4,19$ кДж/кг·К

$$Q_{\text{то}}^p = \frac{155 \cdot 4,19 (65 - 30) \cdot 10^3}{3600} = 6,31 \text{ МВт}$$

Розрахунковим для вибору поверхні в даному випадку, очевидно, буде режим з мінімальною початковою температурою гріючої води на вході $t_{\text{ГР}}^{\text{нач}} = 130,5^\circ\text{C}$. Відповідна температура цієї води на виході з підігрівача

$$t_{zp}^{кон} = t_{zp}^{нач} - \frac{Q_{mo}^p}{G_{zp} c_{zp}} = 130,5 - \frac{6,31 \cdot 10^6 \cdot 3600}{270 \cdot 1000 \cdot 4,19} = 110,4^{\circ} C.$$

Звідси значення параметрів ε по формулі (8.17) і θ по формулі (8.15б) для розрахункового режиму складає:

$$\varepsilon_p = \frac{65 - 30}{130,5 - 30} = 0,348 \quad \text{і} \quad \theta_p = \frac{155}{270} = \frac{130,5 - 110,4}{65 - 30} = 0,574$$

При цих значеннях по формулі (8.20а) для протитечійних теплообмінників або по табл. 8.2 знаходимо значення параметра $\omega_p = 0,48$.

Якщо тепер задатися середнім для водоводяних підігрівачів такого типу значенням коефіцієнта теплопередачі від грючої води до тієї, що нагрівається, а саме $k_p = 3489 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, то по формулі (8.7а) розрахункова поверхня теплообміну підігрівача

$$F_{mo}^p = 0,48 \frac{155000 \cdot 4,19}{3489 \cdot 3600} = 24,8 \text{ м}^2.$$

Тим часом поверхня однієї секції підігрівача типорозміру МВН 2052-36 дорівнює $29,1 \text{ м}^2$, що перевищує необхідну величину на 17%. Таке перевищення можна вважати допустимим, враховуючи, що у найближчого меншого типорозміру підігрівача поверхня теплообміну дорівнює 21 м^2 , а збільшення кількості підігрівачів понад трьох небажано.

Основні технічні дані вибраного типорозміру підігрівача по МВН 2052-36 такі [26]:

поверхня теплообміну $F_{то} = 29,1 \text{ м}^2$;

латунні трубки:

діаметр - 16/14,5 мм;

довжина - 4086 мм;

кількість - 151;

площа прохідного перетину по трубках $f_{тр} = 0,0250 \text{ м}^2$;

площа прохідного перетину по міжтрубному простору корпусу $f_{м.тр} = 0,0446 \text{ м}^2$;

еквівалентний діаметр перетину по міжтрубному простору корпусу $d_{екв} = 0,0208 \text{ м}$;

найбільша витрата води через трубки при її швидкості

$\omega_{нагр} = 2,5 \text{ м/с}$, $G_{нагр} = 225 \text{ т/год}$;

найбільша витрата води через корпус при її швидкості

$\omega_{гр} = 2,5 \text{ м/с}$, $G_{гр} = 400 \text{ т/год}$.

Виконаємо перевірочний розрахунок цього підігрівача при подачі в

нього $G_{гр}^p = 270$ т/год гріючої води з початковою температурою $t_{гр}^{нач} = 130,5^\circ\text{C}$ і $G_{нагр}^p = 155$ т/год води, що нагрівається, з початковою температурою $t_{нагр}^{нач} = 30^\circ\text{C}$.

Орієнтовні значення середньої температури по формулі (8.2б) складають: для гріючої води $t_{нагр}^{cp} = \frac{1}{2}(130,5 + 110,4) = 121,0^\circ\text{C}$ і для води, що нагрівається $t_{нагр}^{cp} = \frac{1}{2}(30 + 65) = 47,5^\circ\text{C}$, а відповідні значення щільності води $\rho_{гр} = 942,9 \text{ кг/м}^3$ і $\rho_{нагр} = 989,2 \text{ кг/м}^3$.

Звідси середні швидкості по формулах (8.9а) і (8.23б) дорівнюють: для гріючої води в міжтрубному просторі

$$w_{гр} = \frac{270 \cdot 1000}{3600 \cdot 0,0446 \cdot 942,9} = 1,78 \text{ м/с}$$

а для тієї, що нагрівається в трубках

$$w_{нагр} = \frac{155 \cdot 1000}{3600 \cdot 0,0250 \cdot 989,2} = 1,74 \text{ м/с}$$

Відповідні значення коефіцієнтів тепловіддачі, підраховані по формулі (8.9) за допомогою даних, приведених табл. 8.1, складають для гріючої води в міжтрубному просторі:

$$\alpha_n = 3050 \cdot 1,586 \cdot 2,169 \cdot 1,163 = 12202 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Відповідно для води, що нагрівається, в трубках:

$$\alpha_{вн} = 2086 \cdot 1,557 \cdot 2,348 \cdot 1,163 = 8877 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Звідси середній коефіцієнт теплопередачі від гріючої води до тієї, що нагрівається при $\beta = 0,8$ по формулі (8.8б) дорівнює:

$$k_p = \frac{0,8}{\frac{1}{12202} + \frac{1}{8877}} = 4110 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

замість $3489 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, як було прийнято на початку розрахунку. Уточнення параметра ω по формулі (8.6) приводить до значення $\omega = 0,664$. При $\omega = 0,664$ і $\theta = \frac{155}{270} = 0,574$ по формулі (8.20) або табл. 8.2 одержуємо $\varepsilon = 0,434$.

Відповідна температура води, що нагрівається, визначається по формулі, що витікає з визначення параметра ε для водоводяних підігрівачів, а саме:

$$t_{нагр}^{кон} = t_{нагр}^{нач} + \varepsilon (t_{гр}^{нач} - t_{нагр}^{нач}), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.17а)$$

При $t_{нагр}^{нач} = 30^\circ\text{C}$, $t_{гр}^{нач} = 130,5^\circ\text{C}$, $\varepsilon = 0,434$, одержуємо

$t_{\text{нагр}}^{\text{кон}} = 73,6^{\circ}\text{C}$, замість заданої величини $t_{\text{нагр}}^{\text{кон}} = 65^{\circ}\text{C}$. Таким чином, розрахункова теплопродуктивність підігрівача

$$Q_{\text{то}}^p = \frac{155(73,6 - 30) \cdot 10^3 \cdot 4,19}{3600 \cdot 10^6} = 7,86 \text{ MBт},$$

а температура гріючої води на виході з підігрівача, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{сп}}^{\text{нач}} = 130,5 - \frac{7,86 \cdot 10^3 \cdot 3600}{270 \cdot 10^3 \cdot 4,19} = 130,5 - 25 = 105,5$$

Оскільки розрахункова теплопродуктивність вибраного типорозміру підігрівача приблизно на 25% перевищує задану, виникає питання про те, якими способами його теплопродуктивність може бути понижена до заданої величини. Найпростіше скоротити витрату гріючої води через підігрівач за рахунок збільшення перепускання в обхід підігрівача. Потрібну величину витрати гріючої води можна оцінити виходячи з приведеної [26] наближеної формули для перерахунку водоводяних підігрівачів з розрахункового на інші режими роботи:

$$Q_{\text{то}} = Q_{\text{то}}^p \frac{\Delta t_{\text{сп}}}{\Delta t_{\text{сп}}^p} \left(\frac{G_{\text{гр}} G_{\text{нагр}}}{G_{\text{сп}}^p G_{\text{нагр}}^p} \right)^{0,4} \quad (8.24)$$

В даному випадку $Q_{\text{то}}^p = 7,86 \text{ MBт}$, $Q_{\text{то}} = 6,31 \text{ MBт}$, $G_{\text{нагр}} = G_{\text{нагр}}^p$, $G_{\text{гр}}^p = 270 \text{ т/год}$, і приблизно можна прийняти $\Delta t_{\text{сп}} \approx \Delta t_{\text{сп}}^p$. Звідси витрата гріючої води складе:

$$G_{\text{гр}} \approx G_{\text{гр}}^p \left(\frac{Q_{\text{то}}}{Q_{\text{то}}^p} \right)^{2,5} \quad (8.24a)$$

При заданих значеннях маємо $G_{\text{сп}} = \left(\frac{6,31}{7,86} \right)^{2,5} = 155,9 \text{ м/год}$.

При цьому $\theta = \frac{155,9}{155} = 1,006 \approx 1,0$, а $t_{\text{гр}}^{\text{кон}} = 130,5 - (65 - 30) = 95,5^{\circ}\text{C}$,

так що $t_{\text{гр}}^{\text{сп}} = \frac{1}{2}(130,5 + 95,5) = 113^{\circ}\text{C}$ $\rho_{\text{гр}} = 948,8 \text{ кг/м}^3$ и $\omega_{\text{гр}} = 1,02 \text{ м/с}$.

Відповідне значення коефіцієнта тепловіддачі від гріючої води до зовнішньої поверхні трубок по формулі (8.9) і табл. 8.1 дорівнює

$$\alpha_{\text{н}} = 2966 \cdot 1,016 \cdot 2,169 \cdot 1,163 = 7601 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Звідки при збереженні колишніх значень $\alpha_{\text{вн}} = 8877 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ і $\beta = 0,80$ середній коефіцієнт теплопередачі від гріючої води до тієї, що нагрівається, складе

$$k = \frac{0,8}{\frac{1}{8877} + \frac{1}{7601}} = 2780 \text{ Bm} / \text{m}^2 \text{K}$$

Відповідно відкореговане значення параметра ω дорівнює

$$\omega = \frac{2780 \cdot 29,1}{155000} = 0,522$$

При цьому значенні і $\theta = 1$ по формулі (8.206) або табл. 8.2 знаходимо $\varepsilon = 0,343$, звідки температура води, що нагрівається, на виході з підігрівача по формулі (8.13а) складе $t_{нагр}^{кон} = 30 + (130,5 - 30) = 64,5^\circ\text{C}$, що практично співпадає із заданим значенням $t_{нагр}^{кон} = 65^\circ\text{C}$. Подальші уточнення значень середніх температур гріючої води і коефіцієнтів тепловіддачі приводять лише до незначних змін в кінцевих результатах. Всі початкові дані і результати розрахунку зведені табл. 8.4.

На закінчення необхідно згадати про тепловий розрахунок деаераторів і інших змішуючих підігрівачів. Оскільки в підігрівачах такого типу явно виражена поверхня теплообміну відсутня, для визначення її необхідних розмірів використовуються емпіричні дані про допустимі швидкості гріючого середовища і того, що нагрівається, а також про необхідну довжину шляху перемішування, при яких забезпечується повне змішування обох середовищ і досягнення середньої температури, відповідної тепловому балансу підігрівача. Методика такого розрахунку для змішуючих підігрівачів, що виконуються у вигляді струменевих апаратів (елеваторів, ежекторів, пароструминних компресорів і т. п.), описана в [37]. Тепловий розрахунок деаераторів, заснований на визначенні поверхні контакту гріючої пари з киплячою водою, описаний в [38]. Практично вибір типорозміру змішуючого підігрівача здійснюється за даними заводу-виробника, виходячи з відповідної його теплопродуктивності, або його пропускної спроможності.

Таблиця 8.4 - Результати попереднього і перевірного теплового розрахунку водоводяного підігрівача з вибором типорозміру

Найменування величини	Умовне позначення	Формула або таблиця	Чисельне значення
1	2	3	4
Розрахункова температура води, що нагрівається, на вході в підігрівачі хімоочищеної води, °С	$t_{\text{нагр}}^{\text{нач}}$	Приймаємо	30
Розрахункова температура води, що нагрівається, на виході з підігрівачів, °С	$t_{\text{нагр}}^{\text{кон}}$	Приймаємо	65
Розрахункова витрата води, що нагрівається, т/год	$G_{\text{нагр}}$	З розрахунку теплової схеми котельної або задається	464
Розрахункова температура гріючої води на вході в підігрівачі, °С	$t_{\text{гр}}^{\text{нач}}$	З розрахунку теплової схеми котельної або задається	130,5
Кількість підігрівачів	n	-	3
Розрахункова витрата води, що нагрівається, для одного підігрівача, т/год	$G_{\text{нагр}}^{\text{р}}$	$\frac{G_{\text{нагр}}}{n}$	155
Розрахункова теплопродуктивність одного підігрівача, МВт	$Q_{\text{то}}$	Формула (8.16)	6,31
Розрахункова витрата гріючої води для одного підігрівача (орієнтовна), т/год	$G_{\text{гр}}^{\text{р}}$	-	270
Розрахункова температура гріючої води на виході з підігрівача (орієнтовна), °С	$t_{\text{нагр}}^{\text{кон}}$	Формула (8.16)	110,4

Продовження таблиці 8.4

1	2	3	4
Розрахункове значення параметра ε (для попереднього розрахунку)	ε_p	Формула (8.17)	0,348
Розрахункове значення параметра θ (для попереднього розрахунку)	θ_p	Формула (8.15б)	0,574
Розрахункове значення параметра ω (для попереднього розрахунку)	ω_p	Формула (8.20а) або табл. 8.2	0,48
Середній коефіцієнт теплопередачі від гріючої води до води, що нагрівається, (для попереднього розрахунку) Вт/м ² *К	k_p	По рекомендаціях [25]	3489
Розрахункова поверхня теплообміну підігрівача (орієнтовна), м ²	$F_{то}^p$	Формула (8.7а)	24,8
Вибраний типорозмір підігрівача	—	[26]	МВН 2052-36
Поверхня теплообміну підігрівача вибраного типорозміру, м ²	$F_{то}^p$	Те ж	29,1
Площа прохідного перетину підігрівача по трубках, м ²	$f_{тр}$	“ ”	0,0250
Площа прохідного перетину підігрівача по міжтрубному простору корпусу, м ²	$f_{м.тр}$	“ ”	0,0446
Внутрішній діаметр трубок підігрівача, м	$d_{вн}$	“ ”	0,014
Еквівалентний діаметр перетину міжтрубного простору корпусу, м	$D_{екв}$	“ ”	0,0208
Середня температура гріючої води (орієнтовна), °С	$t_{гр}^{cp}$	Формула (8.2б)	121
Середня температура води, що нагрівається, (орієнтовна), °С	$t_{нагр}^{cp}$	Формула (8.2б)	47,5

Продовження таблиці 8.4

1	2	3	4
Середня щільність гріючої води (орієнтовна), кг/м ³	$\rho_{гр}$	[9]	942,9
Середня щільність води, що нагрівається, (орієнтовна), кг/м ³	$\rho_{нагр}$	[9]	989,2
Середня швидкість гріючої води в міжтрубному просторі корпусу (орієнтовна), м/с	$\omega_{гр}$	Формула (8.23б)	1,78
Середня швидкість води, що нагрівається, в трубках (орієнтовна), м/с	$\omega_{нагр}$	Формула (8.9а)	1,74
Величина $\Phi(t_{гр}^{cp})$	$\Phi(t_{гр}^{cp})$	Формула (8.9) або табл 8.1	3050
Величина $l/d_{екв}^{0,2}$	$l/d_{екв}^{0,2}$	Табл. 8.1	2,169
Величина $\omega_{гр}^{0,8}$	$\omega_{гр}^{0,8}$	Табл. 8.1	1,586
Розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі від гріючої води до зовнішньої поверхні трубок (орієнтовний), Вт/м ² *К	$\alpha_{н}$	Формула (8.9)	12202
Величина $\Phi(t_{нагр}^{cp})$	$\Phi(t_{нагр}^{cp})$	Формула (8.9) або табл.-8.1	2086
Величина $l/d_{вн}^{0,2}$	$l/d_{вн}^{0,2}$	Табл. 8.1	2,348
Величина $\omega_{нагр}^{0,8}$	$\omega_{нагр}^{0,8}$	Табл.-8.1	1,557
Розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні трубок до води, що нагрівається (орієнтовний), Вт/м ² *К	$\alpha_{вн}$	Формула (8.9)	8877
Прийнятий коефіцієнт забруднення	β	По рекомендаціях [25]	0,80
Середній коефіцієнт теплопередачі від гріючої води до води, що нагрівається, (орієнтовний), Вт/м ² *К	k	Формула (8.8б)	4110

Продовження таблиці 8.4

1	2	3	4
Значення параметра ω	ω	Формула (8.6)	0,664
Значення параметра ε	ε	Формула (8.20) або табл. 8.2	0,434.
Температура води, що нагрівається, на виході з підігрівача, °С	$t_{\text{нагр}}^{\text{кон}}$	Формула (8.17а)	73,6
Теплопродуктивність підігрівача, МВт	$Q_{\text{то}}$	Формула (8.16)	7,86
Витрата гріючої води (уточнена), т/год	$G_{\text{гр}}$	Формула (8.24а)	155
Значення параметра θ (уточнене)	θ	Формула (8.15а)	1,0
Температура гріючої води на виході з підігрівача (уточнена) °С	$t_{\text{гр}}^{\text{кон}}$	Формула (8.16)	95,5
Середня температура гріючої води (уточнена), °С	$t_{\text{гр}}^{\text{ср}}$	Формула (8.2б)	113
Середня щільність гріючої води (уточнена), кг/м ³	$\rho_{\text{гр}}$	[9]	948,8
Середня швидкість гріючої води в міжтрубному просторі корпусу (уточнена), м/с	$\omega_{\text{гр}}$	Формула (8.23б)	1,02
Величина $\Phi(t_{\text{гр}}^{\text{ср}})$ (уточнена)	$\Phi(t_{\text{гр}}^{\text{ср}})$	Формула (8.9) або табл. 8.1	2966
Величина $\omega_{\text{гр}}^{0.8}$ (уточнена)	$\omega_{\text{гр}}^{0.8}$	Табл. 8.1	1,016
Розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі від гріючої води до зовнішньої поверхні трубок (уточнений), Вт/м ² *К	$\alpha_{\text{н}}$	Формула (8.9)	7601
Середній коефіцієнт теплопередачі від гріючої води до води, що нагрівається, (уточнений), Вт/м ² *К	k	Формула (8.8б)	3233
Значення параметра ω (уточнене)	ω	Формула (8.6)	0,522

Продовження таблиці 8.4

1	2	3	4
Значення параметра ε (уточнене)	ε	Формула (8.20б) або табл. 8.2	0,343
Температура води, що нагрівається, на виході з підігрівача (уточнена), °С	$t_{гр}^{кон}$	Формула (8.13а)	64,5
Теплопродуктивність підігрівача (уточнена), МВт	$Q_{то}$	Формула (8.16)	6,22

8.3 Графоаналітичний метод розрахунку теплообмінних апаратів

8.3.1 Загальні положення

Підігрівачі установки в системах теплопостачання призначаються для підігріву мережевої, підживлючої, водопровідної води в місцевих і районних системах гарячого водопостачання, для охолодження конденсату і інших технологічних потреб.

Залежно від первинного (гріючого) теплоносія установки підрозділяються на пароводяні, де гріючим середовищем є пара, і водоводяні, де гріючим середовищем є вода.

Графоаналітичний метод розрахунку дозволяє значно спростити і прискорити розрахунок з достатньою для практичних цілей точністю. Нижче в таблицях 8.5 ? 8.7 наводяться приклади розрахунку паро - і водоводяних теплообмінників з використанням номограм і графіків, приведених на рисунку 8.1 і в Додатках 8А ?8К.

Технічні характеристики швидкісних пароводяних і водоводяних вертикальних і горизонтальних поверхневих підігрівачів приведені табл. 8.8 ?8.12.

Таблиця 8.5 - Приклад перевірного розрахунку горизонтального чотирьохходового пароводяного підігрівача МВН 1437-58-04

Найменування елементу розрахунку	Розмірність	Розрахункові формули і умовні позначення	Розрахункові величини
1	2	3	4
Розрахункова витрата тепла	$MВт$	Q	1,74
Температура насиченої пари	$^{\circ}C$	$t_{п}$	142,9
Температура води, що входить в підігрівач	$^{\circ}C$	t_1	70
Температура води, що виходить з підігрівача	$^{\circ}C$	t_2	130
Середня температура води	$^{\circ}C$	$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2}$	100
Різниця температур води на вході і виході в підігрівачі	$^{\circ}C$	$\Delta t = t_1 - t_2$	60
Середня логарифмічна різниця температур між парою і водою (див. Додаток 8А)	$^{\circ}C$	$\Delta t_{cp} = \frac{t_2 - t_1}{2,3 \lg \frac{t_{п} - t_1}{t_{п} - t_2}}$	34,5
Щільність води при середній температурі	$кг/м^3$	$\rho_{в}$	958,4
Швидкість води в трубках	$м/с$	$W_{в} = \frac{Q}{3600 \rho_{в} (t_2 - t_1) f_{тр}}$	1,45
Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води для подовжнього обтікання при нагріванні (див. Додаток 8Ж)	$Вт/м^2 К$	$\alpha_{в} = A_{н} (W_{в} \rho_{в})^{0,8} d_{вн}^{-0,2}$	9885
Температура стінки трубок (див. Додаток 8В)	$^{\circ}C$	$t_{ст} = \frac{\alpha_{в} t_{cp} + \alpha_{п} t_{п}}{\alpha_{в} + \alpha_{п}}$	118
Різниця між температурою насичення пари і стінкою	$^{\circ}C$	$\nu = t_{п} - t_{ст}$	24,9
Температура плівки конденсату	$^{\circ}C$	$t_{пл} = \frac{t_{п} + t_{ст}}{2} = t_{п} - \frac{\nu}{2}$	129,5
Коефіцієнт тепловіддачі від пари, що конденсується, до горизонтальної стінки (див. Додаток 8Г, табл. 8.1, ф. 8.10а)	$Вт/м^2 К$	$\alpha_{п} = \frac{\Phi_2(t_{конд})}{[z_{макс} d_{н} (t_{конд} - t_{мп}^u)]^{0,25}}$	7094

Продовження таблиці 8.5

1	2	3	4
Значення коефіцієнта b (див. Додаток 8Г)	-	$b = 0,724 \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \lambda^3 3600}{?}}$	1696
Товщина шару накипу і трубки	m	$\delta_{\text{нак}}$ і $\delta_{\text{тр}}$	0,0002 і 0,001
Коефіцієнт теплопровідності накипу і трубки	$Вт/м К$	$\lambda_{\text{нак}}$ і $\lambda_{\text{тр}}$	2 и 90
Коефіцієнт теплопередачі	$Вт/м^2 К$	$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + \frac{1}{\alpha_{\Pi}} + \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}} + \frac{\delta_{\text{нак}}}{\lambda_{\text{нак}}}}$	2989
Розрахункова поверхня нагріву	m^2	$F_p = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{cp}}}$	16,9
Прийнята поверхня по типовій конструкції	m^2	F	19,0

Таблиця 8.6 - Приклад перевірного розрахунку вертикального поверхневого пароводяного підігрівача (БО-200)

Найменування елементу розрахунку	Розмірність	Розрахункові формули і умовні позначення	Розрахункові величини
1	2	3	4
Розрахункова витрата тепла	$МВт$	Q	1,74
Температура насичення пари	$^{\circ}\text{C}$	t_{Π}	126,8
Температура води, що входить в підігрівач і що виходить з підігрівача	$^{\circ}\text{C}$	t_1 и t_2	70 і 110
Середня температура води	$^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{cp}} = \frac{t_1 + t_2}{2}$	90
Різниця температур води на вході і виході в підігрівачі	$^{\circ}\text{C}$	$\Delta t = t_1 - t_2$	40
Середня логарифмічна різниця температур між паром і водою (див. Додаток 8А)	$^{\circ}\text{C}$	$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{t_2 - t_1}{2,3 \lg \frac{t_{\Pi} - t_1}{t_{\Pi} - t_2}}$	33
Щільність води при середній температурі	$кг/м^3$	ρ_B	965,3
Площа перетину трубок одного ходу при числі трубок n в одному ході	m^2	$f_{\text{тр}} = \frac{\pi d_{\text{BH}}^2 n}{4}$	0,0635
Швидкість води в трубках	$м/сек$	$W_B = \frac{Q}{3600 \rho_B (t_2 - t_1) f_{\text{тр}}}$	1,64

Продовження таблиці 8.6

1	2	3	4
Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води для продовжнього обтікання при нагріванні (див. Додаток 8Ж)	$Вт/м^2 К$	$\alpha_B = A_H (W_B \rho_B)^{0,8} d_{BH}^{-0,2}$	9827
Температура стінки трубок (див. Додаток. 8В)	$^{\circ}C$	$t_{CT} = \frac{\alpha_B t_{CP} + \alpha_{II} t_{II}}{\alpha_B + \alpha_{II}}$	104
Різниця між температурою насичення пари і стінкою	$^{\circ}C$	$v = t_{II} - t_{CT}$	22,8
Температура плівки конденсату	$^{\circ}C$	$t_{пл} = t_{II} - \frac{v}{2} = \frac{t_{II} + t_{CT}}{2}$	115,4
Коефіцієнт тепловіддачі від пари, що конденсується, до вертикальної стінки (див. Додаток 8Д)	$Вт/м^2 К$	$\alpha_{II} = A \sqrt[4]{\frac{r}{H v}}$	5722
Значення коефіцієнта А (див. Додаток 8Д)	-	$A = 1,13 \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \lambda^3 3600}{?}}$	2570
Довжина шляху конденсату уздовж поверхні теплообміну до проміжної горизонтальної перегородки	$м$	H	1,72
Теплота паротворення при t_{II}	$кДж/кг$	r	2183,4
Товщина шару накипу і трубки	$м$	$\delta_{НАК}$ і $\delta_{ТР}$	0,0002 і 0,001
Коефіцієнт теплопровідності накипу і трубки	$Вт/м К$	$\lambda_{НАК}$ і $\lambda_{ТР}$	2 і 90
Коефіцієнт теплопередачі	$Вт/м^2 К$	$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + \frac{1}{\alpha_{II}} + \frac{\delta_{ТР}}{\lambda_{ТР}} + \frac{\delta_{НАК}}{\lambda_{НАК}}}$	2698
Розрахункова поверхня нагріву	$м^2$	$F_p = \frac{Q}{k \Delta t_{CP}}$	196
Прийнята поверхня по типовій конструкції	$м^2$	F	200

Таблиця 8.7 - Приклад перевірного теплового розрахунку поверхневого водоводяного підігрівача МВН 2050 – $\frac{34}{z}$

Найменування елементу розрахунку	Розмірність	Розрахункові формули і умовні позначення	Розрахункові величини
1	2	3	4
Розрахункова витрата тепла	$Вт$	Q	$3,5 \cdot 10^6$
Температура гріючої води на вході і виході	$^{\circ}C$	$t_{п.в} \text{ і } t_{о.в}$	70 і 35
Температура води, що нагрівається, на вході і виході	$^{\circ}C$	$t_1 \text{ і } t_2$	5 і 60
Середня температура гріючої води	$^{\circ}C$	$t_{ср.г} = \frac{t_{п.в} + t_{о.в}}{2}$	52,5
Середня температура води, що нагрівається	$^{\circ}C$	$t_{ср.н} = \frac{t_1 + t_2}{2}$	32,5
Більша і менша різниця температур між гріючою водою і водою, що нагрівається	$^{\circ}C$	$\Delta t_{\delta} \text{ и } \Delta t_{\text{м}}$	30 і 10
Середньологарифмічна різниця температур між водою, що нагрівається і гріючою водою (див. Додаток 8Б)	$^{\circ}C$	$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}$	18,2
Різниця температур вхідної і вихідної води в трубному і міжтрубному просторі (задано)	$^{\circ}C$	$\Delta t_{\text{тр}} \text{ і } \Delta t_{\text{пр}}$	35 і 55
Щільність води при середніх температурах в трубному і міжтрубному просторі	$кг/м^3$	$\rho_{\text{тр}} \text{ і } \rho_{\text{пр}}$	994,8 і 986,6
Швидкість води в трубках	$м/с$	$W_{\text{Б}} = \frac{Q}{3600 \rho_{\text{тр}} \Delta t_{\text{тр}} f_{\text{тр}}}$	1,63
Швидкість води в міжтрубному просторі	$м/с$	$W_{\text{пр}} = \frac{Q}{3600 \rho_{\text{пр}} \Delta t_{\text{пр}} f_{\text{пр}}}$	0,5
Коефіцієнт при охолодженні (див. Додаток 8К)	—	$A_{\text{о}} = 0,0263 \frac{\lambda \text{ Pr}^{0,35}}{\eta^{0,8}}$	9,8
Коефіцієнт при нагріванні (див. Додаток 8К)	—	$A_{\text{н}} = 0,0209 \frac{\lambda \text{ Pr}^{0,45}}{\eta^{0,8}}$	7,2
Коефіцієнт тепловіддачі при охолодженні води (див. Додаток 8Е)	$Вт/м^2 K$	$\alpha'_{\text{Б}} = A_{\text{о}} (W_{\text{о}} \gamma_{\text{о}})^{0,8} d^{-0,2}$	8723

Продовження таблиці 8.7

1	2	3	4
Коефіцієнт тепловіддачі при нагріванні води (див. Додаток 8Ж)	$Bm/m^2 K$	$\alpha''_B = A_H (W_B \rho_B)^{0,8} d^{-0,2}$	2675
Товщина шару накипу і стінки трубки	m	$\delta_{\text{нак}} \text{ і } \delta_{\text{тр}}$	0,0005 і 0,001
Коефіцієнт теплопровідності матеріалу накипу і трубки	$Bm/m K$	$\lambda_{\text{нак}} \text{ і } \lambda_{\text{тр}}$	2 и 90
Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі	$Bm/m^2 K$	$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_B} + \frac{1}{\alpha''_{\text{п}}} + \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}} + \frac{\delta_{\text{нак}}}{\lambda_{\text{нак}}}}$	1419
Вибрана поверхня по типовій конструкції	m^2	$F_{\text{п}}$	144,2
Активна довжина трубок	m	$L = \frac{F_{\text{п}}}{\pi d_{\text{сп}} n} = lz$	28
Вибрана довжина однієї секції	m	l	4
Число секцій	шт	$z = L:l$	7

Примітка. Rg - критерій Прандтля, η - абсолютна в'язкість в $kg/c \cdot m$

Таблиця 8.8 - Основні характеристики швидкісних пароводяних підігрівачів.

Марка підігрівачів	Діаметр корпусу, мм	Площа поверхні нагріву F, м ²	Трубки		Площа живого перетину, м	
			довжина, l, мм	кількість, n, шт.	трубок одного ходу, fтр	міжтрубного простору, fмтр
Двохходові з плоскими днищами						
ПП2-9-7-II	325/309	9,5	3000	68	0,0052	0,061
ПП2-17-7-II	426/412	17,2	3000	124	0,0096	0,108
ПП2-24-7-II	480/466	24,4	3000	176	0,0136	0,135
ПП2-6-2-II	325/309	6,3	2000	68	0,0052	0,061
ПП2-11-2-II	426/412	11,4	2000	124	0,0096	0,108
ПП2-16-2-II	480/466	16	2000	176	0,0136	0,135
Двохходові з еліптичними днищами						
ПП1-9-7-II	325/309	9,5	3000	68	0,0052	0,061
ПП1-17-7-II	426/419	17,2	3000	124	0,0096	0,108
ПП1-24-7-II	480/466	24,4	3000	176	0,0136	0,135
ПП1-32-7-II	530/516	32	3000	232	0,018	0,162
ПП1-53-7-II	630/616	53,9	3000	392	0,0302	0,219
ПП1-76-7-II	720/704	76,8	3000	560	0,0432	0,277
ПП1-108-7-II	820/804	108	3000	792	0,0604	0,349
ПП1-6-2-II	325/309	6,3	2000	68	0,0052	0,061
ПП1-11-2-II	426/412	11,4	2000	124	0,0096	0,108
ПП1-16-2-II	480/466	16	2000	176	0,0136	0,135
ПП1-21-2-II	530/516	21,2	2000	232	0,018	0,162
ПП1-35-2-II	630/616	35,3	2000	392	0,0302	0,219
ПП1-50-2-II	720/704	50,5	2000	560	0,0432	0,277
ПП1-71-2-II	820/804	71	2000	792	0,0604	0,349
Чотирьохходові з плоскими днищами						
ПП2-9-7-IV	325/309	9,5	3000	68	0,0026	0,061
ПП2-17-7-IV	426/412	17,2	3000	124	0,0048	0,108
ПП2-24-7-IV	480/466	24,4	3000	176	0,0068	0,135
Чотирьохходові з еліптичними днищами						
ПП1-9-7-IV	325/309	9,5	3000	68	0,0026	0,061
ПП1-17-7-IV	426/412	17,2	3000	124	0,0048	0,108
ПП1-24-7-IV	480/466	24,4	3000	176	0,0068	0,135
ПП1-32-7-IV	530/516	32	3000	232	0,009	0,162
ПП1-53-7-IV	630/616	53,9	3000	392	0,0151	0,219
ПП1-76-7-IV	720/704	76,8	3000	560	0,0216	0,277
ПП1-108-7-IV	820/804	108	3000	792	0,0302	0,349

Конструктивні розміри підігрівачів визначені для систем теплопостачання з графіками температур 150/70 °С і 130/70 °С при тиску води 1 МПа і пари 0,7 МПа, а також з графіком температур 95/70 °С при тиску води 0,4 МПа і пари 0,2 МПа. Допускається використання підігрівачів і при більшому тиску пари і води, але за умов дотримання міцності, граничним тиском води є 1,6 МПа, а пари - 1 МПа. У всіх випадках тиск пари в підігрівачі повинен бути на 0,1?0,2 МПа нижче за тиск води, щоб запобігти проходженню пари в трубки підігрівача при порушенні їх цілісності і закипання мережевої води в трубках. Температура пари на вході в підігрівач не повинна перевищувати 300 °С, а температура нагрітої води - 180 °С. При графіку температур 150/70 °С використовуються чотирьохходові підігрівачі з плоскими і еліптичними днищами, при графіку температур 130/70 °С – двохходові з такими ж днищами і довжиною трубок 3м, а при графіку температур 95/70 °С - теж двохходові підігрівачі, але з довжиною трубок 2м.

Таблиця 8.9 - Пароводяні вертикальні підігрівачі мережевої води

Показники	Тип підігрівача									
	БП-300-2М	БО-200М	БП-200	БП-200У	БО-350-2	БО-130М	БО-90М	БП-90М	БП-65М	БП-43М
Поверхня нагріву, м ²	300	200	200	200	350	130	90	90	65	43
Розрахункова витрата води, м ³ /год	1100	335	1000	1000	1000	250	160	500	320	100
Робочий тиск, МПа										
парового простору	1,4	1,5	0,7	1,3	0,07/0,25	0,15/0,5	0,15/0,8	0,6/0,8	0,5/0,8	0,7
водяного	1,4	1,4	1,4	1,4	1,5	1,4	1,4	1,4	1,4	1,2
Пробний тиск, МПа										
парового простору	1,45	0,25	1,0	1,65	0,25	0,8	1,1	1,1	1,1	1,0
водяного	1,75	1,75	1,75	1,75	1,75	1,75	1,75	1,75	1,75	1,5
Температура середовища, °С:										
парового простору	350	150	250	350	133	175	175	250	250	164
водяного	170	120	135	150	116	110	110	130	130	120
Перетин для проходу води, м ²	0,137	0,0615	0,123	0,123	0,158	0,042	0,029	0,058	0,043	0,0145
Число ходів води	2	4	2	2	2	4	4	2	2	4

Продовження таблиці 8.9

Число трубок	1143	1018	1018	1018	1320	708	488	488	360	236
Діаметр корпусу, мм	1540	1228	1228	1212	1520	1020	920	920	820	720
Загальна висота підігрівача, мм	6460	5390	5575	5586	6655	4800	4570	4646	4624	4044
Опір водяної частини, м вод. ст	5	4,4	4,5	4,5	4,5	3,8	2,8	3,4	2,5	6,5
Вага, т: без води з водою	10	5,3	5,6	6,6	8,1	3,2	2,8	2,9	2,1	1,6
	11,5	7,39	7,53	8,2	—	—	—	—	3,05	2,1
	19,4	8,9	9,1	11,5	17,8	6,6	4,1	4,2	3,6	3,9
Довжина шляху конденсату уздовж поверхні теплообміну до проміжної горизонтальної перегородки в м	1,59	1,72	1,72	1	—	—	—	—	—	1,47

Примітки: 1. Матеріал трубок-латунь, діаметр трубок 17,5/19 мм.

2. У чисельнику вага підігрівача дана з урахуванням води в трубному пучку, в знаменнику з урахуванням повного заповнення водою підігрівача.

Таблиця 8.10 - Охолоджувачі конденсату ОГ (горизонтальні)
ОВ (вертикальні)

Тип охолоджувача	Поверхня нагріву, м ²	Продуктивність розрахункова, т/год	Діаметр корпусу, мм	Довжина, мм	Кількість корпусів і трубок, шт.	Робочий тиск, МПа		Робоча температура, °С		Вага, т	Примітка
						у корпусі	у трубному пучку	у корпусі	у трубному пучку		
ОГ-6	6	98	273	2328	1/56	0,4	0,4	100	130	0,43	один хід
ОГ-12-А	12	98	273	2000	2/56	0,4	1,3	130	100	0,74	всього 4 ходи
ОГ-24	24	182	273	2000	4/56	0,4	1,3	150	140	1,45	8 ходів
ОГ-32	32	335	426	3904	1/36	1,0	2,5	24	104	1,3	8 ходів
ОГ-35	35	45	325	2170	4/164	1,3	1,3	90	130	2,04	8 ходів
ОГ-130	130	ПО	426	4310	4/162	2,5	1,0	80	70	5,6	8 ходів
ОВ-140	140	—	846	—	—	0,3	2,3 2,5	45 40,9	37 35	3,85	2 ходи
ОВ-40	40	—	672	4487	1/92	1,5 1,18	2,3 2,5	125 119,8	100 105	2,39	2 ходи
ОГ-24-1Н	24	$\frac{9,6}{17}$	273	1994	4/56	0,4	0,6	$\frac{35}{52}$	$\frac{70}{40}$	1,33	всього 8 ходів
ОГ-130-1М	130	$\frac{90}{144}$	426	4270	4/162	0,4	0,6	$\frac{35}{60}$	$\frac{80}{40}$	4,24	8 ходів

Примітки.

1. Трубки сталеві 22x2 мм.
2. У графі продуктивності в чисельнику дано кількість води первинного контура (у трубному пучку), в знаменнику - кількість води вторинного контура (у міжтрубному просторі); у графі температур в чисельнику дана температура вхідної води, в знаменнику - температура води, що виходить.

Таблиця 8.11 - Пароводяні підігрівачі теплових мереж

Показники	Підігрівачі короткі по МВН 1435-58						Підігрівачі довгі по МВН 1437-58					
	двохходові			чотирьохходові			двохходові			чотирьохходові		
	1436-01	1436-02	1436-03	1436-04	1436-05	1436-06	1437-01	1437-02	1437-03	1437-04	1437-05	1437-06
Поверхня нагріву, м ²	4,54	7,18	8,09	9,39	19,9	30,6	9,15	14,5	16,35	19	40,5	62,3
Зовнішній діаметр корпусу D_n , мм	273	325	377	426	529	630	273	325	378	426	529	630
Умовний прохід штуцера для входу і виходу води d_{H2} , мм	76	89	76	76	108	133	76	89	76	76	108	133
Умовний прохід штуцера для пари d_H , мм	89	108	108	133	159	219	89	108	108	133	159	219
Умовний прохід штуцера для виходу конденсату d_{H1} , мм	76	76	76	89	108	159	76	76	76	89	108	159
Довжина трубок, мм	2040	2040	2040	2040	2040	2040	4080	4080	4080	4080	4080	4080
Довжина корпусу, мм	2515	2562	2566	2568	2625	2705	4555	4602	4606	4608	4666	4745
Площа перетину міжтрубного простору, м ²	0,042	0,06	0,083	0,113	0,169	0,223	0,042	0,06	0,083	0,113	0,169	0,223
Площа перетину всіх трубок, м ²	0,01	0,015	0,017	0,02	0,041	0,066	0,01	0,015	0,017	0,02	0,041	0,066
Площа перетину трубок одного ходу, м ²	0,005	0,0075	0,0042	0,005	0,0102	0,0165	0,005	0,0075	0,0042	0,005	0,0102	0,0165
Загальна кількість трубок, шт.	48	76	86	100	214	330	48	76	86	100	214	330
Максимальна кількість трубок у вертикальному ряду, шт.	4	6	6	6	10	10	4	6	6	6	10	10
Вага без води, кг	299	380	523	571	920	1344	447	573	781	803	1285	1839

Таблиця 8.12 - Водоводяні підігрівачі теплових мереж для опалювання

Показники	Тип (марка) підігрівача по МВН 2050-62 (натомість 2050-57)							
	2050- $\frac{29}{Z}$	2050- $\frac{30}{Z}$	2050- $\frac{31}{Z}$	2050- $\frac{32}{Z}$	2050- $\frac{33}{Z}$	2050- $\frac{34}{Z}$	2050- $\frac{35}{Z}$	2050- $\frac{36}{Z}$
Поверхня нагріву, m^2	3,38	6,84	6,33	12,75	9,93	20,13	13,73	27,86
Зовнішній діаметр корпусу D_n , мм	168	168	219	219	273	273	325	325
Вхідний і вихідний штуцери в трубний простір d_{n1} , мм	114	114	168	168	219	219	219	219
Вхідний і вихідний штуцери в міжтрубний простір d_n , мм	133	133	168	168	219	219	273	273
Довжина трубок в секції L , мм	2040	4080	2040	4080	2040	4080	2040	4080
Довжина корпусу підігрівача з однією секцією L_1 , мм	2322	4362	2402	4442	2422	4462	2492	4532
Довжина корпусу підігрівача з двома секціями L_2 , мм	2502	4542	2640	4680	2729	4769	2840	4880
Довжина корпусу підігрівача з трьома секціями L_3 , мм	2682	4722	2877	4917	3035	5075	3187	5227
Площа перетину трубок, m^2	0,00507	0,00507	0,00935	0,00935	0,0147	0,0147	0,0204	0,0204
Площа міжтрубного простору, m^2	0,0122	0,0122	0,0198	0,0198	0,0308	0,0308	0,0446	0,0446
Кількість трубок в одній секції, шт	37	37	69	69	109	109	151	151
Вага без води однієї секції, кг	147	225	228	363	333	613	448	733
Те ж, двох секцій, кг	271	425	427	702	635	974	865	1432

Примітка. Трубки сталеві діаметром 16X1,4 мм.

8.4 Розрахунок гідравлічних втрат в теплообмінниках

Втрати тиску води в підігрівачі визначають по формулі

$$\Delta h = \Delta h_T + \Delta h_M = \frac{\lambda_T \gamma}{2g d_{BH}} l z W_B^2 + \frac{\gamma}{2g} \sum \xi W_B^2 \quad \text{мм вод. ст.}, \quad (8.25)$$

- де Δh_T и Δh_M - втрати натиску на тертя і місцеві опори;
 λ_T - коефіцієнт тертя визначають по формулі для шорстких труб;
 γ - питома вага води при середній температурі в кг/м^3 ;
 g - прискорення сили тяжіння в м/сек^2 ;
 l - довжина одного ходу в м ;
 $\sum \xi$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів;
 W_B - швидкість води в трубках або в міжтрубному просторі, м/с .

Формулу (8.25) можна представити у вигляді

$$\Delta h = III \cdot W_B^2, \quad \text{м вод. ст.}, \quad (8.26)$$

Значення III дані в таблиці 8.13 і 8.14.

При визначенні значень III прийнято $\rho_B = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Коефіцієнти місцевих опорів ξ : для вхідних і вихідних камер - 1,5; для поворотів на 180° при переході з одного пучка в іншій усередині камери - 2,5; для поворотів на 180° при переході з однієї секції в іншу через коліно - 1,7.

Величина λ_T для горизонтальних вертикальних пароводяних і водоводяних підігрівачів по МВН 1436-58, 1437-58 і 2050-57 підрахована для латунних трубок $d_{BH}=16 \text{ мм}$ і $k_{ш}=0,0002 \text{ мм}$ і складає $\lambda_T=0,041$.

Величина λ_T для вертикальних пароводяних підігрівачів підрахована для латунних трубок $d_{BH}=17,5 \text{ мм}$ і $k_{ш}=0,0002 \text{ мм}$ і складає $\lambda_T=0,04$.

Число поворотів у водоводяних підігрівачах при проході води в трубках прийнято рівним числу секцій мінус одиниця.

Для водоводяних підігрівачів коефіцієнти місцевих опорів в міжтрубному просторі, віднесені до швидкості води в штуцерах, прийняті: при вході води в міжтрубний простір перпендикулярно трубкам - 1; при виході води з міжтрубного простору під кутом 90° - 1; при переході з однієї секції в іншу під кутом 90° в міжтрубному просторі - 2, при обгинанні чотирьох перегородок, що підтримують трубки, при віднесенні коефіцієнта до швидкості води в міжтрубному просторі - 2

Таблиця 8.13 - Значення $\mathit{Ш}$ при умовній довжині ходу або секції, рівної 1 м

Підігрівачі		Число ходів або секцій	Формула для визначення $\mathit{Ш}$	$\mathit{Ш}$ при довжині ходу або секції в 1 м
Пароводяні	горизонтальні	$\mathit{Ш}$ для двох ходів	$0,262 l + 0,28$	0,542
		$\mathit{Ш}$ для чотирьох ходів	$0,521 l + 0,536$	1,057
	вертикальні	$\mathit{Ш}$ для двох ходів	$0,24 l + 0,28$	0,52
		$\mathit{Ш}$ для чотирьох ходів	$0,48 l + 0,536$	1,016
Водоводяні горизонтальні	вода в латунних трубках	$\mathit{Ш}$ для однієї секції	$0,131 l + 0,153$	0,284
		$\mathit{Ш}$ для двох секцій	$0,262 l + 0,239$	0,501
	вода в міжтрубному просторі	$\mathit{Ш}$ для однієї секції	$0,131 l + 0,204$	0,335
		$\mathit{Ш}$ для двох секцій	$0,262 l + 0,408$	0,67

Таблиця 8.14 - Значення коефіцієнта $\mathit{Ш}$ для підігрівачів різних типів

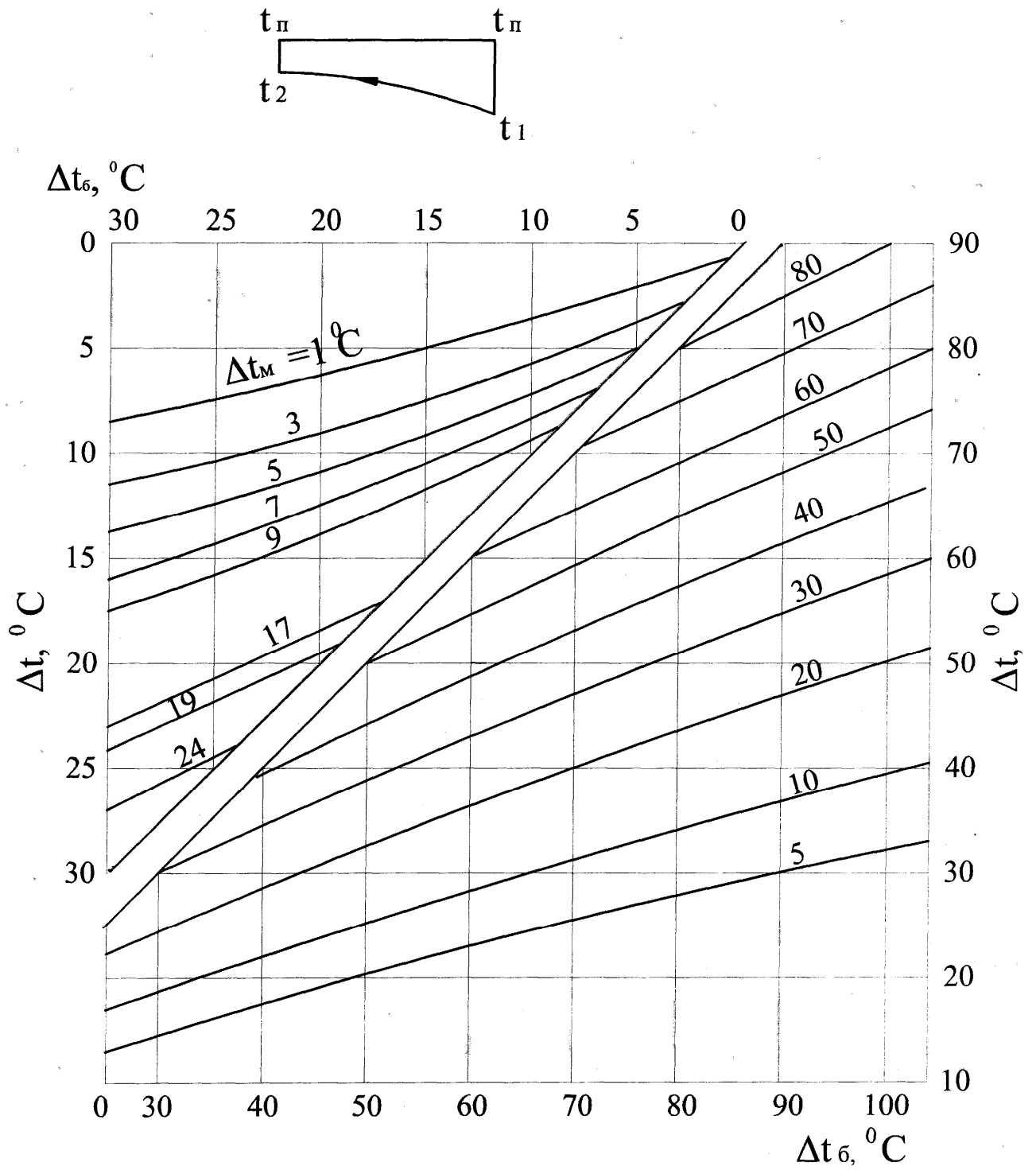
Тип підігрівача	Пароводяні горизонтальні				Водоводяні горизонтальні (вода в трубках)				Водоводяні горизонтальні (вода в міжтрубному просторі)			
	двох-ходові з довжиною хода в м		чотирьох-ходові з довжиною хода в м		одно-секційні з довжиною хода в м		двох-секційні з довжиною хода в м		одно-секційні з довжиною секції в м		двох-секційні з довжиною секції в м	
	2	4	2	4	2	4	2	4	2	4	2	4
$\mathit{Ш}$	0,804	1,328	1,58	2,62	0,415	0,677	0,763	1,287	0,67	1,34	1,34	2,68
Пароводяні вертикальні												
Тип підігрівача	БО-550; БПр-550	БО-550 -Ж	БП-500	БО-350; БПр-350	БП-300	БО-200	БП-200	БО-130	БО-90	БП-90	БП-65	БП-43
$\mathit{Ш}$	1,38	1	1,3	1,2	1	1,93	0,88	1,38	1,19	0,59	0,58	1,67

Контрольні питання до розділу 8

- 1 Класифікація теплообмінних апаратів в системах централізованого тепlopостачання.
- 2 Пароводяні теплообмінники. Основні конструкції і технічні характеристики.
- 3 Завдання конструктивного і перевірного розрахунку теплообмінників. Основні розрахункові рівняння.
- 4 Види термічних опорів при передачі теплоти від гріючого теплоносія, до того що нагрівається.
- 5 Основні чинники, що впливають на інтенсивність теплообміну при передачі теплового потоку від пари до стінки.
- 6 Вплив забруднення поверхні нагріву на інтенсивність теплообміну.
- 7 Основні чинники, що впливають на інтенсивність теплообміну при передачі теплового потоку від стінки до середовища, що нагрівається.
- 8 Рівняння для визначення розрахункового коефіцієнта теплопередачі.
- 9 Рівняння теплового балансу для пароводяного теплообмінника.
- 10 Розрахункова різниця температур теплоносіїв (температурний натиск), його визначення для пароводяних і водоводяних теплообмінників.
- 11 Водоводяні теплообмінники. Основні конструкції і технічні характеристики.
- 12 Схеми включення водоводяних теплообмінників в установках ГВП.
- 13 Основні критеріальні рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі у водоводяних теплообмінниках.
- 14 Розрахунок теплової потужності теплообмінного апарату.
- 15 Розрахунок параметрів гріючого теплоносія на виході з теплообмінного апарату.
- 16 Завдання і методика розрахунку змішуючих підігрівачів.
- 17 Пластинчасті теплообмінники. Конструкція і методика розрахунку.
- 18 Графо-аналітичний метод розрахунку теплообмінних апаратів.
- 19 Особливості розрахунку вертикальних і горизонтальних пароводяних теплообмінників.
- 20 Розрахунок гідравлічних опорів в теплообмінниках.

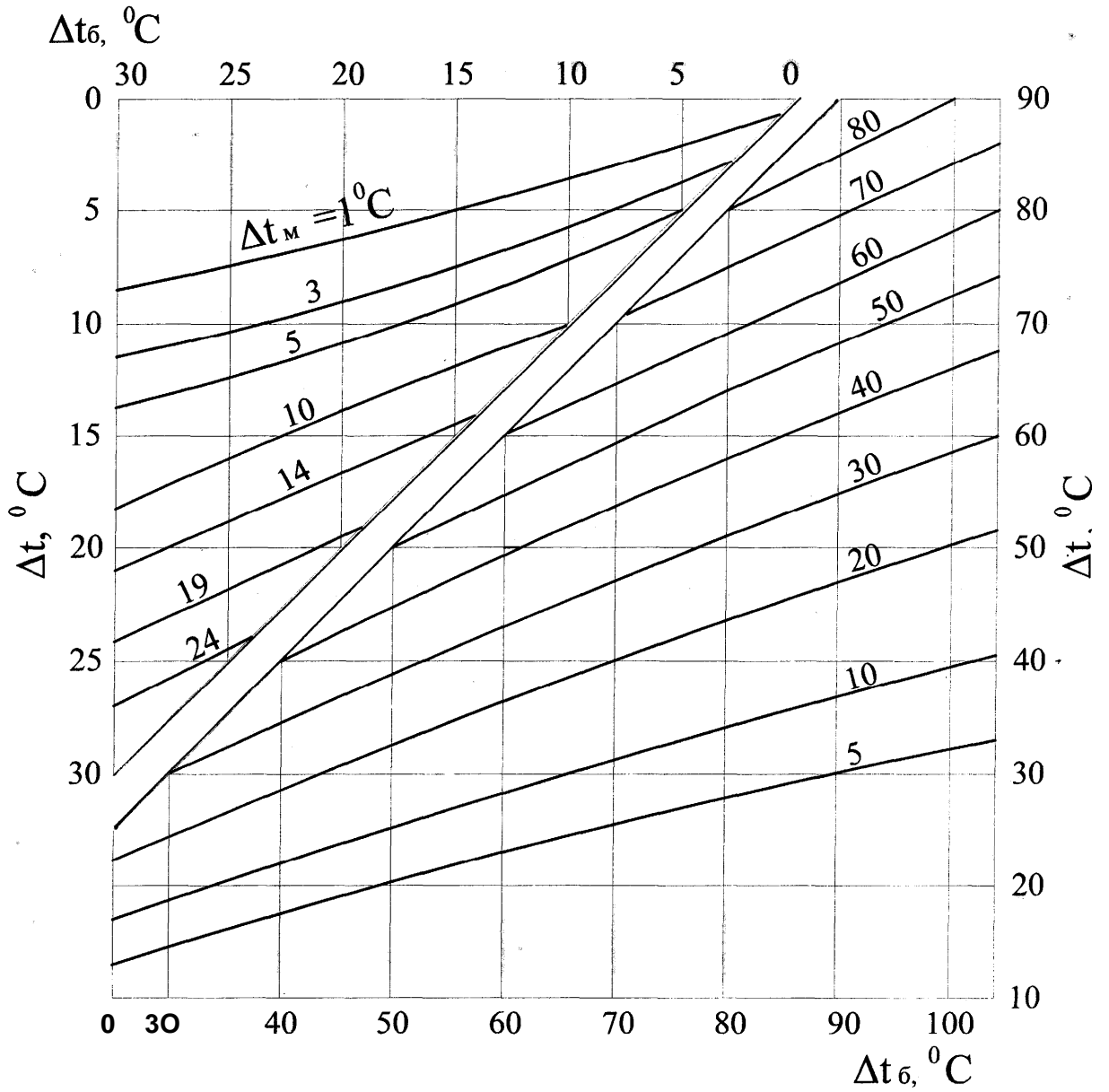
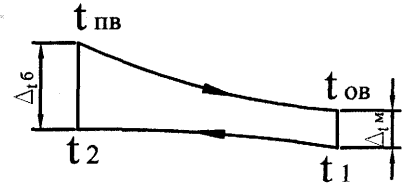
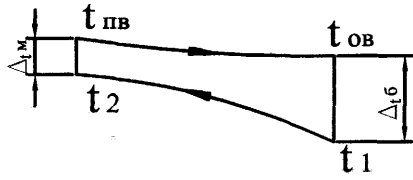
ДОДАТКИ
до розділу 8

Додаток 8-А



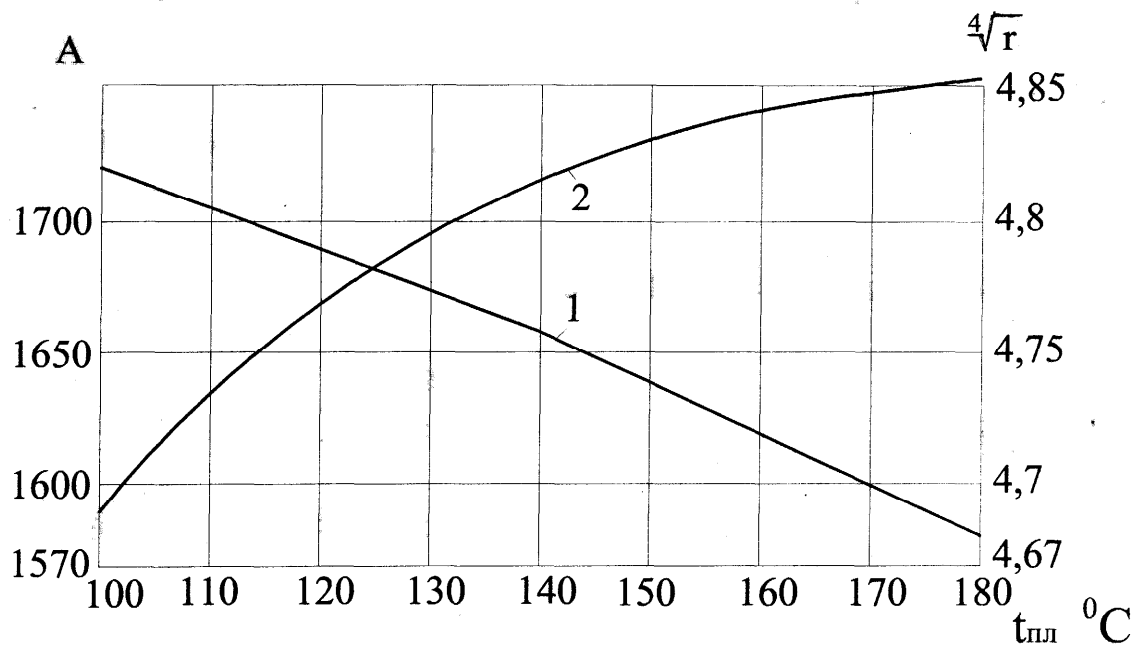
Графік для визначення середньологарифмічної різниці температур при теплоносії пар - вода

Додаток 8-Б



Графік для визначення середньологарифмічної різниці температур при теплоносії вода - вода

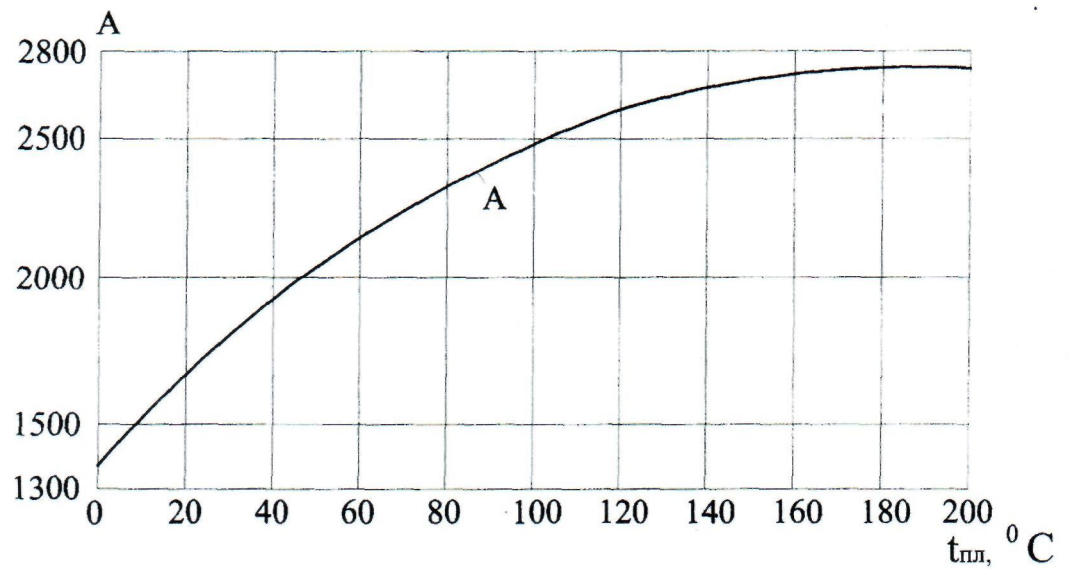
Додаток 8-Г



Графік для визначення коефіцієнта тепловіддачі від пари, яка конденсується, до горизонтальної стінки

$$1 - \sqrt[4]{\gamma} \quad 2-b=0,724 \sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \lambda^3 3600}{\mu}}$$

Додаток 8-Е

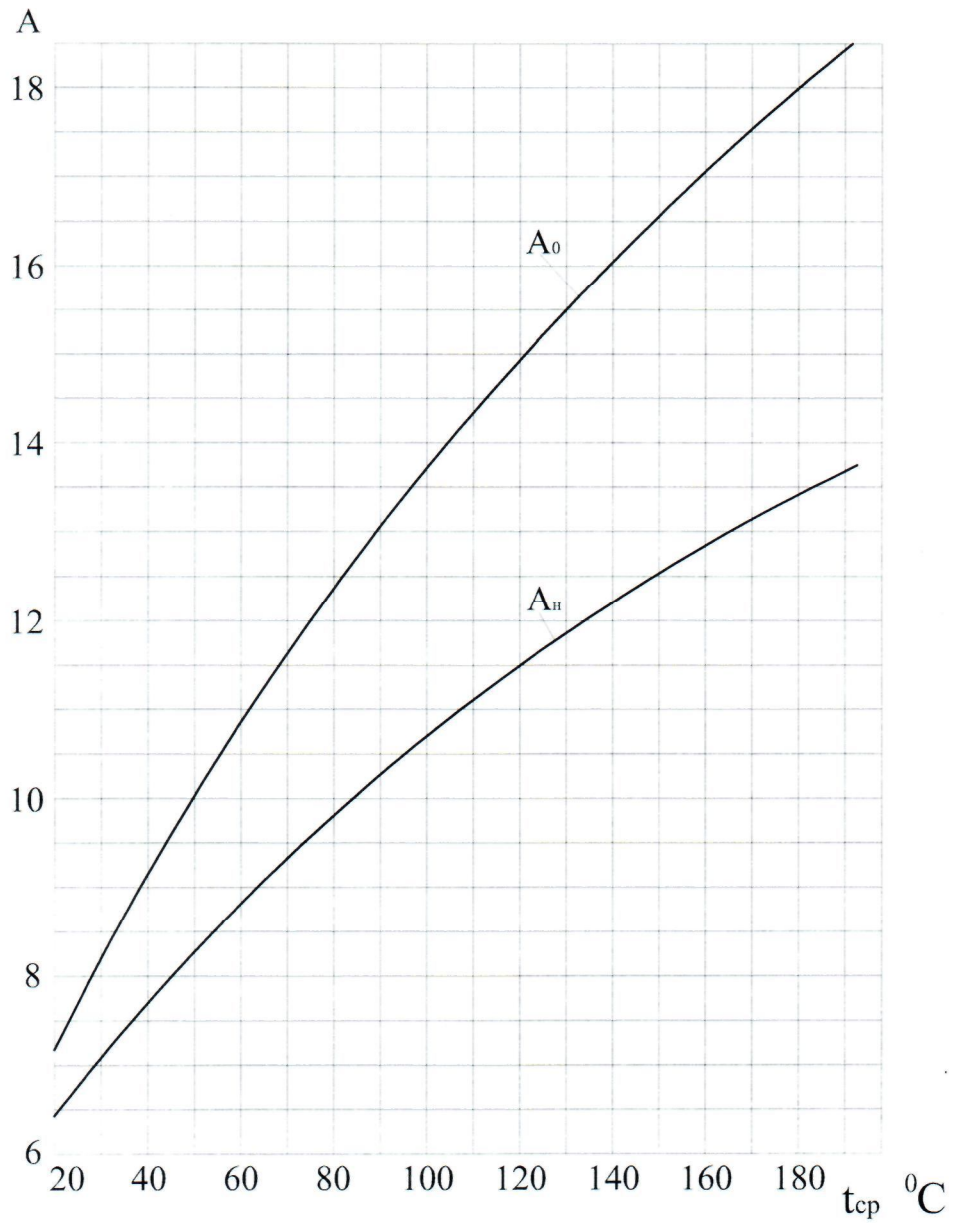


Графік для визначення коефіцієнта
тепловіддачі від пари, яка конденсується, до
вертикальної стінки

Примітка. Значення коефіцієнта

$$A=1,13 \sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \lambda^3 3600}{\mu}}$$

Додаток 8-К



Графік для визначення коефіцієнтів при охолодженні A_0 і нагріву A_n води

9 РОЗРАХУНОК ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ КОТЕЛЬНИХ

9.1 Загальні положення

Методика розрахунку техніко-економічних показників складена відповідно до діючих будівельних норм і правил проектування. У прикладі розрахунку використані рекомендації ДП «Сантехпроект» [23].

Техніко-економічні показники роботи котельних визначаються на стадії технічного або робочого проекту.

У перелік техніко-економічних показників відповідно до СНиП II-35-76 «Котельные установки. Нормы проектирования» [27] включаються:

- розрахункова теплопродуктивність котельної (з врахуванням власних потреб і теплових втрат в котельній);
- встановлена теплова потужність котельної;
- річна відпустка теплоти споживачам;
- річне вироблення теплоти;
- річне число годин використання встановленої потужності;
- річна витрата палива натурального і умовного;
- встановлена потужність струмоприймачів;
- річна витрата електроенергії;
- річна витрата води;
- чисельність персоналу;
- будівельний об'єм головного корпусу;
- загальна площа забудови будівель і споруд, щільність забудови;
- загальна кошторисна вартість будівництва котельної, у тому числі загальнобудівельні роботи, спеціальні будівельні роботи, монтажні роботи, устаткування;
- річні експлуатаційні витрати, у тому числі вартість палива;
- питомі показники на 1 ГДж (Гкал/год) теплової потужності:
 - капітальні витрати;
 - потужність струмоприймачів;
 - чисельність персоналу;
- питома витрата умовного палива на 1ГДж (1Гкал) відпущеної теплової енергії;
- собівартість 1ГДж (1Гкал) відпущеної теплоти, у тому числі паливна складова;

- приведені витрати на 1 ГДж (1 Гкал) відпущеної теплоти.

Примітка. У проекті реконструкції котельної мають бути приведені її показники до і після реконструкції.

Визначення техніко-економічних показників здійснюється на основі завдань на проектування, що видається замовником, і розрахункових даних технологічної, будівельної, електротехнічної, кошторисної і інших частин проекту.

Завдання на проектування, що видається замовником, повинно включати:

- максимальну годинну витрату тепла на технологічні цілі;
- максимальна годинна витрата тепла на опалювання і вентиляцію житлових і суспільних будівель, промислових будівель, у тому числі чергове опалювання;
- середню годинну витрату тепла на гаряче водопостачання;
- максимальну годинну витрату пари на технологічні потреби (по параметрах);
- кількість і температуру конденсату, що повертається;
- режими споживання гарячої води і пари на технологічні і побутові потреби промисловими підприємствами;
- вид і марку виділеного для котельної палива;
- транспортну схему доставки твердого палива і мазути;
- вартість 1 м³ вихідної води;
- вартість 1 кВт·години електроенергії;
- вартість одиниці палива;
- середню річну заробітну плату (з преміями і нарахуваннями) одного працюючого.

В разі реконструкції і розширення діючої котельної окрім вказаних, необхідно привести наступні дані:

- балансову вартість будівельних робіт, монтажних робіт, устаткування;
- потужність встановлених електродвигунів;
- річну витрату електроенергії;
- річну витрату води.

Дані технологічної, будівельної, електротехнічної, кошторисної і інших частин проекту використовуються в прикладі розрахунку техніко-економічних показників.

9.2 Методика розрахунку техніко-економічних показників

Розрахункова продуктивність котельної, МДж/с (Гкал/год), визначається по формулі

$$Q_p = [Q_{o.v} + Q_{г.в} + Q_T + D_T (i_p - n_k c_k t_k / 100) 10^{-3} + Q_{вп}] (1 + q_p / 100), \quad (9.1)$$

де $Q_{o.v}$ - максимальна витрата теплоти на опалювання і вентиляцію житлових, суспільних і промислових будівель, МДж/с (Гкал/год);

$Q_{г.в}$ - розрахункова витрата теплоти на гаряче водопостачання, МДж/с (Гкал/год);

Q_T - розрахункова витрата теплоти на технологічні потреби з урахуванням можливості неспівпадання максимумів витрати теплоти окремими споживачами, МДж/с (Гкал/год);

D_T - розрахункова витрата пари заданих параметрів на технологічні потреби, кг/с;

C_k - теплоємність конденсату, кДж/кг К (ккал/кг град.);

i_p - ентальпія пари, кДж/кг (ккал/кг);

n_k - кількість повертаного конденсату %;

t_k - температура конденсату °С;

$Q_{вп}$ - витрата теплоти на власні потреби котельної, МДж/с;

q_p - втрати теплоти в котельній %.

Встановлена продуктивність котельної МДж/с (Гкал/год) визначається як сума максимальних значень продуктивності встановлених котлоагрегатів

$$Q_{уст} = \Sigma Q_{вод} + \Sigma D_{пар} (i_p - i_{жв}), \quad (9.2)$$

де $\Sigma Q_{вод}$ - максимальна теплопродуктивність водогрійних котлів МДж/с (Гкал/год);

$\Sigma D_{пар}$ - максимальна паропроductивність парових котлів, кг/с ;

i_p - ентальпія пари, кДж/кг К;

$i_{жв}$ - ентальпія живильної води, кДж/кг К.

Річна відпустка теплоти тис. ГДж складається з теплоти, що відпускається на опалювання, вентиляцію, гаряче водопостачання і технологічні потреби.

Опалювання

Річна відпустка теплоти на опалювання визначається за формулами: опалювання житлових і суспільних будівель, тис. ГДж

$$Q_{ож}^{рік} = 24 \cdot 3600 Q_o \cdot P_o \cdot 10^{-3}; \quad (9.3)$$

опалювання промислових будівель

$$Q_{on}^{pic} = \left[\begin{array}{l} Q_{on} (P_o - a) \cdot m \cdot 3600 \frac{t_{вн} - t_{cp.o}}{t_{вн} - t_{p.o}} + \\ + Q_{ог}^{чepг} [3600 \cdot 24 \cdot P_o - m \cdot 3600 \cdot (P_o - a) \frac{5 - t_{cp.o}}{5 - t_{po}}] \end{array} \right] \cdot 10^{-3} \quad (9.4)$$

де 24 - термін роботи систем опалювання житлових і суспільних будівель протягом доби, годин;

Q_{on} - максимальна витрата теплоти на опалювання з врахуванням втрат в мережах, МДж/с;

$Q_{ог}^{чepг}$ - максимальна витрата теплоти на чергове опалювання і вентиляцію з врахуванням втрат в мережах, МДж/с;

P_o - тривалість опалювального періоду, діб;

a - сума недільних і святкових днів в опалювальному періоді;

m - термін роботи підприємства на добу, годин;

$t_{вн}$ - розрахункова температура повітря в опалювальних приміщеннях, °С, $t_{вн}$ приймається для житлових і суспільних будівель рівною 18°С, а для виробничих будівель - по характерній температурі в робочий час;

$t_{cp.o}$ - середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період °С;

5 - температура повітря в опалювальних приміщеннях в неробочий час °С;

$t_{p.o}$ - розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалювання °С;

Вентиляція

Річна витрата теплоти на вентиляцію визначається за формулою, ГДж

$$Q_v^{pic} = \left[(P_o - a) m 3600 (t_{вн} - t_{cp.o}) \left(\frac{Q_{в1}}{t_{вн} - t_{po}} + \frac{Q_{в2}}{t_{вн} - t_{pv}} \right) \right] \cdot 10^{-3}, \quad (9.5)$$

де $Q_{в1}$ - максимальна витрата теплоти на вентиляцію (з врахуванням втрат в мережах) для систем, що працюють по розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалювання, МДж/с ;

$Q_{в2}$ - максимальна витрата теплоти на вентиляцію (з врахуванням втрат в мережах) для систем, що працюють по розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування вентиляції, МДж/с;

$t_{p.v}$ - розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування вентиляції, °С.

Гаряче водопостачання житлових і суспільних будівель

Річна витрата теплоти на гаряче водопостачання житлових і суспільних будівель визначається за формулою

$$Q_{ГВ}^{рік} = [24 \cdot 3600 Q_{ГВ.ср} \cdot \Pi_0 + 24 \cdot 3600 Q_{ГВ.ср} \cdot \beta \cdot (350 - \Pi_0)] \cdot 10^{-3}, \quad (9.6)$$

де $Q_{ГВ.ср}$ - середньогодинна витрата теплоти на гаряче водопостачання з врахуванням втрат в мережах, МДж/с;

24 – термін споживання гарячої води протягом доби, годин;

$t_{х.л}$ - температура холодної (водопровідної) води в літній період °С, за відсутності даних повинна прийматися рівною 15°С;

$t_{х.з}$ - температура холодної (водопровідної) води в опалювальний період °С, за відсутності даних повинна прийматися рівною 5°С;

β - коефіцієнт, що враховує зниження середньогодинної витрати води на гаряче водопостачання в літній період по відношенню до опалювального періоду, за відсутності даних повинен прийматися рівним 0,8; для промислових підприємств, курортних і південних населених пунктів $\beta = 1$;

350 - число діб в році роботи системи гарячого водопостачання.

Річна відпустка теплоти на гаряче водопостачання промислових підприємств визначається, виходячи з числа днів роботи підприємства в році, кількості змін і режимів споживання.

Технологічні потреби

Річні витрати теплоти на технологічні потреби у вигляді гарячої води і пари визначаються за формулами:

гаряча вода, тис. ГДж

$$Q_T^{рік} = Q_{Т.ср} \cdot m \cdot 3600 \cdot \Pi_{роб} \cdot 10^{-3}; \quad (9.7)$$

пара (тис. т)

$$D_T^{рік} = D_{Т.ср} \cdot m \cdot 3600 \cdot \Pi_{роб} \cdot 10^{-3}, \quad (9.8)$$

де $Q_{Т.ср}$ - середня за зміну витрата теплоти на технологічні потреби з врахуванням втрат в мережах, МДж/с;

m - термін роботи підприємства на добу, годин;

$D_{Т.ср}$ - середня за зміну витрата пари на технологічні потреби з врахуванням втрат в мережах, т/год;

$\Pi_{роб}$ - число днів роботи підприємства за рік.

Річне вироблення теплоти (тис. ГДж) визначається по формулі

$$Q_{\text{вир}}^{\text{рік}} = [Q_o^{\text{рік}} + Q_v^{\text{рік}} + Q_{\text{ГВ}}^{\text{рік}} + Q_T^{\text{рік}} + D_T^{\text{рік}} (i_{\text{п}} - n_{\text{к}} c_{\text{к}} t_{\text{к}} / 100) \cdot 10^{-3} + Q_{\text{сн}}^{\text{рік}}] (1 + q_{\text{п}} / 100); \quad (9.9)$$

- де
- $Q_o^{\text{рік}}$ - річна відпустка теплоти на опалювання, тис. ГДж;
 - $Q_v^{\text{рік}}$ - річна відпустка теплоти на вентиляцію, тис. ГДж;
 - $Q_{\text{ГВ}}^{\text{рік}}$ - річна відпустка теплоти на гаряче водопостачання, тис. ГДж;
 - $Q_T^{\text{рік}}$ - річна відпустка теплоти на технологічні потреби, тис. ГДж;
 - $D_T^{\text{рік}}$ - річна відпустка пари на технологічні потреби, тис. т;
 - $Q_{\text{сн}}^{\text{рік}}$ - річний вжиток теплоти на власні потреби котельної, тис. ГДж, що складається з витрат на:
 - обдування паром поверхонь нагріву;
 - розпилювання мазути в парових форсунках;
 - випробування запобіжних клапанів;
 - паровий привід живильних насосів;
 - опалювання службових приміщень і підігрів води для душових пристроїв котельної;
 - розігрівання мазути в сховищах і розігрівання цистерн при зливі мазути.

$q_{\text{п}}$ - втрати теплоти в котельній включають:

- витік пари через нещільність ліній комунікацій котельної;
- втрати теплоти з продувочною водою;
- втрати теплоти з випаром із деаераторів;
- втрати, пов'язані з пуском, зупинкою і утриманням агрегату в резерві.

Річне число годин використання встановленої потужності визначається по формулі

$$T_{\text{макс}} = Q_{\text{вир}}^{\text{рік}} / Q_{\text{уст}} \quad (9.10)$$

Річна витрата натурального палива (т або тис.м³ нормальних) визначається по формулі

$$B^{\text{рік}} = \frac{Q_{\text{від}}^{\text{рік}} \cdot (1 + \frac{П_{\text{т}}}{100}) \cdot 10^8}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta}, \quad (9.11)$$

- де
- $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ - теплотворна здатність палива, кДж/кг (ккал/кг) (ккал/м³);
 - η - ккд котлоагрегата, %
 - $П_{\text{т}}$ - втрати твердого палива при транспортуванні і навантажувально-розвантажувальних роботах (приймаються рівними 2%).
- Формула (9.11) застосовується для котельних з однотипними котлами; в

разі установки різнотипних котлів визначається середньозважений ккд.

Наприклад, ккд водогрійних котлів $\eta_1=92\%$;

ккд парових котлів $\eta_2=90\%$.

Річне вироблення теплоти:

водогрійними котлами $Q_1 = 300$ тис. ГДж;

паровими котлами $Q_2 = 150$ тис. ГДж.

Середньозважений ккд $\eta_{\text{ср.зв}}$ котлів

$$\eta_{\text{ср.зв}} \frac{\eta_1 \cdot Q_1 + \eta_2 \cdot Q_2}{Q_1 + Q_2} = \frac{92 \cdot 300 + 90 \cdot 150}{300 + 150} = 0,913 \text{ (91,3\%)}$$

Річна витрата умовного палива визначається по формулі, т.у.п.

$$B_{\text{год}}^{\text{усл}} = \frac{B_{\text{год}} \cdot Q_n^p}{29330} \quad (9.12)$$

Встановлена потужність струмоприймачів котельної визначається як сума потужностей встановленого силового електроустаткування (включаючи резервне) і електроосвітлення (внутрішнього і зовнішнього).

Максимальна потужність (кВт) струмоприймачів котельної визначається по формулі

$$N_{\text{макс}} = N_1 \cdot K_1^c + N_2 \cdot K_2^c + N_n \cdot K_n^c, \quad (9.13)$$

де N_1, N_2, N_n - відповідно встановлена потужність струмоприймача, кВт;

K_1^c, K_2^c, K_n^c - відповідно коефіцієнт "попиту" в момент максимального навантаження.

Річна витрата електроенергії (тис. кВт·год) визначається по формулі

$$E_{\text{рік}} = N_{1 \text{ макс}} \cdot K_1^{\text{и}} \cdot T_1 + N_{2 \text{ макс}} \cdot K_2^{\text{и}} \cdot T_2 + \dots + N_{n \text{ макс}} \cdot K_n^{\text{и}} \cdot T_n, \quad (9.14)$$

де $N_{1 \text{ макс}}, N_{2 \text{ макс}}, N_{n \text{ макс}}$ - відповідно максимальні потужності, які споживаються струмоприймачами, кВт;

$K_1^{\text{и}}, K_2^{\text{и}}, K_n^{\text{и}}$ - відповідно коефіцієнти використання максимального навантаження;

T_1, T_2, T_n - відповідно розрахунковий річний термін роботи струмоприймачів, годин.

Для внутрішнього освітлення річний термін роботи приймається рівним

4100 год., для зовнішнього - 3600 год.

Формули розрахунку терміну роботи струмоприймачів протягом року приведені в таблиці 9.1.

Таблиця 9.1 – Розрахунок терміну роботи струмоприймачів

Найменування	Розрахункова формула
Димососи Вентилятори дугтеві Насоси живильні Пальники	$Q_{\text{вир}}^{\text{рік}} / Q_{\text{уст}}$
Насоси підживлюючі Насоси перекачування конденсату Насоси вихідної води	24 П
Насоси гарячого водопостачання	24 x 350
Насоси рециркуляційні Насоси мережеві зимові	24 x По
Насоси мережеві літні	24 (П - По)
Струмоприймачі паливоподачі шлакозоловидалення, хімводоочистки мазутного господарства і ін.	Термін роботи визначається за проектними даними

У таблиці 9.1 П позначає число днів роботи котельної в році.

Річна витрата води (тис. м³) визначається по формулі

$$G_{\text{рік}} = G_{\text{т}} + G_{\text{г.в}} + G_{\text{квп}} + G_{\text{б}} \quad (9.15)$$

- де $G_{\text{т}}$ - річна витрата води на технологічні потреби котельної, тис. м³;
 $G_{\text{г.в}}$ - річна витрата води на гаряче водопостачання при закритій системі тепlopостачання з централізованим приготуванням гарячої води, тис. м³;
 $G_{\text{квп}}$ - річна витрата води на гідравлічні приводи систем автоматики, тис. м³;
 $G_{\text{б}}$ - річна витрата води на побутові потреби, тис. м³.

Річна витрата води на технологічні потреби котельні включає:

- підживлення теплових мереж;
- компенсацію втрат пари і конденсату;
- компенсацію втрат з безперервною продувкою котлів;
- власні потреби водопідготовки;
- витрата на гідравлічне шлакозоловидалення;
- витрата на охолодження підшипників димососів, вентиляторів, живильних і мережних насосів, топкових пристроїв (при спалюванні твердого палива);
- інші витрати (періодична продувка, зливи, випар, розбавлення продувочної води та інші).

Формули розрахунку річного споживання води (тис. м³) на технологічні потреби котельні по видам споживання приведені в таблиці 9.2.

Таблиця 9.2 – Розрахунок річного споживання води

Вид споживання	Розрахункова формула
1	2
Підживлення теплових мереж	$24[G_1 \cdot P_0 + G_2 (P - P_0)] \cdot 10^{-3}$
Компенсація втрат пари і конденсата	$24 G_3 \cdot P \cdot 10^{-3}$
Компенсація втрат з безперервною продувкою котлів	$D_{\text{вир}}^{\text{рік}} \cdot P_{\text{прод}} \cdot 10^{-3}/100$
Власні потреби водопідготовки	$G_4 \cdot P \cdot 10^{-3}$
Витрата на гідравлічне шлакозоловидалення	$G_5 \cdot T \cdot 10^{-3}$
Витрата на: охолодження підшипників насосів, топкових пристроїв котлов, які працюють на твердому паливі, димососів і вентиляторів, які встановлені в приміщенні котельні	$G_6 \cdot P \cdot 10^{-3}$

Продовження таблиці 9.2

1	2
Витрата на: охолодження підшипників димососів і вентиляторів, встановлених поза будівлею котельні, мережевих насосів, що працюють в літній період	$G_7(P - P_o) \cdot 10^{-3}$
Витрата на охолодження підшипників мережевих насосів, що працюють в зимовий період	$G_8 \cdot P_o \cdot 10^{-3}$
Інші витрати	$0,03 \cdot C_T$

У таблиці 9.2 прийняті наступні умовні позначення:

G_1 - середня витрата води на підживлення теплової мережі в опалювальний період, $m^3/год$;

G_2 - те ж, в літній період (за відсутності даних приймається $0,5 G_1$), $m^3/год$.

При відкритій системі теплопостачання G_1 і G_2 визначаються з врахуванням витрати води на гаряче водопостачання;

G_3 - середня витрата води на покриття втрат пари і конденсату, $m^3/год$;

G_4 - середня витрата води на власні потреби водопідготовки, $m^3/доб$;

G_5 - середня витрата води на гідравлічне шлакозоловидалення, $m^3/доб$;

G_6, G_7, G_8 - середні витрати води на охолодження підшипників димососів, дуттєвих вентиляторів, насосів, топкових пристроїв, $m^3/доб$;

$D_{\text{вир}}^{\text{рік}}$ - вироблення пари котельною, т/рік;

$P_{\text{прод}}$ - безперервне продування, %.

У тих випадках, коли вода для гідравлічного шлакозоловидалення і охолодження підшипників димососів, дуттєвих вентиляторів, насосів і топкових пристроїв подається з оборотної системи, витрата свіжої води на ці цілі не враховується; заповнення втрат води передбачається в загальному об'ємі підживлення оборотної системи.

Річна витрата води на гаряче водопостачання при закритій системі теплопостачання з централізованим приготуванням гарячої води (тис. m^3)

визначається по формулі

$$G_{z.6} = \frac{Q_{z.6}^{zob} \cdot 10^{-3}}{55}, \quad (9.16)$$

де 55 – середня температура нагріву гарячої води, °С.

Річна витрата води на гідравлічні виконавчі механізми і прилади КВП (тис. м³) визначається по формулі

$$G_{квп} = G_{квп}^{доб} \cdot П \cdot 10^{-3}, \quad (9.17)$$

де $G_{квп}^{доб}$ - середня витрата води на гідравлічні виконавчі механізми і прилади КВП, м³ /доб.

Річна витрата води на побутові потреби котельної (тис. м³) визначається по формулі

$$G_6 = G_6^{доб} \cdot П \cdot 10^{-3}, \quad (9.18)$$

де $G_6^{доб}$ - середня витрата води на побутові потреби котельної, м³ /доб.

Чисельність обслуговуючого персоналу котельної визначається в технологічній частині проекту. До складу персоналу котельної промислового підприємства входить персонал, який обслуговує основне і допоміжне устаткування, включаючи водопідготовчу установку, паливне господарство і шлакозоловидалення, черговий персонал слюсарів і електромонтерів, а також персонал по прибиранню приміщень.

У чисельність обслуговуючого персоналу котельних, призначених для тепlopостачання житлових районів, включається також і управлінський персонал.

Загальна кошторисна вартість будівництва комплексу котельної приймається по зведенню об'єктних кошторисів.

Річні експлуатаційні витрати включають:

- вартість палива;
- вартість електроенергії;
- вартість води;

- річний фонд заробітної плати обслуговуючого персоналу;
- амортизаційні відрахування;
- витрати на поточний ремонт;
- загальнокотельні та інші витрати.

Вартість палива (тис. грн.) визначається по формулі

$$C_{\text{п}} = V^{\text{рік}} \cdot \text{Ц}_1 \cdot 10^{-3}, \quad (9.19)$$

де Ц_1 - вартість одиниці палива франко-склад котельної (тверде паливо, мазут) і франко-котельна (газ), грн.

Вартість палива визначається по діючим преїскурантам оптових цін і тарифам на перевезення.

Вартість електроенергії (тис. грн), яка споживається котельними із загальною приєднаною потужністю до 750 кВА, визначається за одноставочним тарифом

$$C_e = E_{\text{рік}} \cdot \text{Ц}_2 \cdot 10^{-3}, \quad (9.20)$$

де Ц_2 - вартість за одноставочним тарифом 1000 кВт · год електроенергії грн.

Вартість електроенергії, яка споживається котельними із загальною приєднаною потужністю 750 кВА і вище, визначається за двохставочним тарифом, тис. грн.

$$C_e = (N_{\text{макс}} \cdot \text{Ц}_3 + E_{\text{рік1}} \cdot \text{Ц}_4 + E_{\text{рік2}} \cdot \text{Ц}_5) \cdot 10^{-3}, \quad (9.21)$$

де $N_{\text{макс}}$ - максимальна потужність струмоприймачів, кВт;

Ц_3 - вартість 1 кВт максимальної потужності, грн;

$E_{\text{рік1}}$ і $E_{\text{рік2}}$ - річна витрата електроенергії високовольтними і низьковольтними струмоприймачами, тис. кВт · год;

Ц_4 і Ц_5 - вартість 1000 кВт · год електроенергії, яка споживається відповідно високовольтними і низьковольтними струмоприймачами, грн.

Вартість води (тис. грн) визначається по формулі

$$C_{\text{в}} = C_{\text{рік}} \cdot \text{Ц}_6 \cdot 10^{-3}, \quad (9.22)$$

де C_6 - вартість 1 м^3 вихідної води, включаючи вартість каналізаційних стоків, грн.

Вартість 1 м^3 вихідної води приймається за даними завдання на проектування.

Річний фонд заробітної плати визначається відповідно до чисельності обслуговуючого персоналу котельної і середньою заробітною платою працюючих.

За відсутності даних замовника середню заробітну плату допускається приймати в розмірі, відповідному середній по промисловості для даного регіону.

Амортизаційні відрахування (тис. грн) визначаються відповідно до норм амортизації по видах устаткування по формулі

$$C_a = [8 \cdot C_1 + 24 \cdot C_2 + 24 \cdot C_3 + 40 \cdot C_4] \cdot 10^{-2} * \quad (9.23)$$

де C_1 - кошторисна вартість будівель і споруд комплексу котельної (без вартості металевих димарів), тис. грн;

C_2 - кошторисна вартість устаткування (з монтажем) котлоагрегатів з системою золошлаковидалення (в межах котельної), пилеприготування і пилетранспорту, тис. грн;

C_3 - кошторисна вартість допоміжного тепломеханічного устаткування (устаткування мазутного господарства, паливоподачі, насоси, ємності і устаткування водопідготовчої і водопідігрівуючої установок з насосами) і інше загальнокотельне силове тепломеханічне та підйомно-транспортне устаткування, тис. грн;

C_4 – контрольно-вимірювальні прилади і засоби автоматизації.

8; 24; 40 - норми амортизаційних відрахувань відповідно на будівлі і споруди, на основне і допоміжне тепломеханічне устаткування з монтажем і на контрольно-вимірювальні прилади і засоби автоматики, %.

Вартість поточного ремонту приймається рівною 10-20% від суми амортизаційних відрахувань.

Загальнокотельні та інші витрати визначаються як відсоток від суми заробітної плати, амортизаційних відрахувань і витрат на поточні ремонти:

- для котельних з відкритою системою теплопостачання або з

закритою системою з централізованим приготуванням гарячої води - у розмірі 30%;

- для котельних із закритою системою теплопостачання – у розмірі 20%.

Приведені витрати на 1 ГДж відпущеної теплової енергії (грн) визначаються по формулі

$$Z = C + E_n \cdot K, \quad (9.24)$$

- де C – собівартість 1ГДж (1 Гкал) відпущеної теплоти, грн;
 E_n - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень, що приймається рівним 0,15;
 K - питомі капітальні витрати на 1ГДж відпущеної теплоти, грн.

9.3 Приклад розрахунку техніко-економічних показників промислово – опалювальної котельної

9.3.1 Вихідні дані

Дані замовника

Максимальна витрата теплоти на опалювання і вентиляцію з врахуванням втрат в мережах, МВт (Гкал/год):

- житлових будівель	17,4 (15)
- промислових будівель	46,6 (40)
- у тому числі чергове опалювання	15,1 (13)

Середня витрата теплоти на гаряче водопостачання з врахуванням втрат в мережах, МВт (Гкал/год);

- житлових будівель	4,9 (4,2)
- промислових будівель	0,8 (0,7)

Разом по перегрітій воді, МВт (Гкал/год) 84,8 (72,9)

Розрахункова витрата пари на технологічні потреби з врахуванням втрат в мережах ($P_n=0,6$ МПа, $i_n=2757,4$ кДж/кг), кг/с (т/год) 16,1 (58)

Вид палива, в даному прикладі прийнято кам'яне вугілля

Теплотворна здатність палива, кДж/кг (ккал/кг) 16174 (3860)

Середня річна заробітна плата (з преміями і нарахуваннями) одного працюючого, грн:

- фахівця	3470
- робітника	2850

Витрата теплоти на вентиляцію визначається по розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалювання.

Дані технологічної частини проекту

Розрахункова теплова потужність котельної, МВт (Гкал/год)	135,2 (116)
Продуктивність встановлених котлів:	
- три котли КВ-ТСВ-20, МВт (Гкал/год)	69,8 (60)
- чотири котли КЕ-25-І4С, кг/с (т/год) (МВт)	27,8 (100) (65,4)
Система теплопостачання	закрита
Повернення конденсату від споживача, %	20
Температура конденсату, що повертається, °С	90
Втрати теплоти в котельній %	2
ККД котлів %:	
- КВ-ТСВ-20	85
- КЕ-25-І4С	89
Режим роботи систем опалювання, вентиляції, гарячого водопостачання і паропостачання:	
- температура зовнішнього повітря для проектування	
- систем опалювання і вентиляції, °С	- 25
- середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, °С	- 0,6
- тривалість опалювального періоду, діб	175
- термін роботи підприємства на добу, годин	16
- кількість недільних і святкових днів, що доводяться на опалювальний період	54
- розрахункова температура повітря в опалювальних приміщеннях промислових будівель в робочий час °С	+ 18
у неробочий час, °С	+ 5
- число днів роботи підприємства у продовж року	256
- число днів роботи котельної у продовж року	350
Середня витрата води, кг/с (м ³ /год):	
- на підживлення теплової мережі в опалювальний період	8,33 (30)
у літній період	4,17 (15)
- на заповнення втрат пари і конденсату	4,94 (17,8)
Безперервне продування котлів, %	2

Середня витрата води на власні потреби водопідготовки, м ³ /добу	70
Чисельність обслуговуючого персоналу котельної, чол.:	
фахівці:	
- начальник котельної	1
- начальник зміни	5
- начальник ділянки — старший оператор	5
- інженер по електроустаткуванню і КВП	1
- інженер-хімік	1
робітники:	
- оператор	5
- машиніст-обхідник котлоагрегатів	9
- машиніст-обхідник допоміжного устаткування	5
- слюсар по устаткуванню	7
- приладник	1
- слюсар КВП	8
- електрик	5
- машиніст паливоподачі	6
- оператор паливоподачі	3
- бульдозерист	3
- робітник по розвантаженню палива	16
- машиніст систем ВК	3
- старший лаборант ВПУ	1
- лаборант ВПУ	3
- апаратник ВПУ	5
- робітник по обслуговуванню реагентного господарства	4
- прибиральник виробничих приміщень	3
Разом	99
У тому числі: фахівців	12
робітників	87

Дані будівельної частини проекту

Будівельний об'єм головного корпусу, м ³	56860
Загальна площа забудови будівель і споруд, м ²	19700
Щільність забудови %	31,6

Дані електротехнічної частини проекту

Характеристика споживачів електроенергії приведена в таблиці 9.3.

Таблиця 9.3 – Розрахунок споживання електричної потужності котельної

Найменування струмоприймача	Встановлена потужність струмоприйма- ча, кВт	Коефі- цієнт “попиту” Kс	Максимальна потужність, що споживається, кВт
1	2	3	4
Котельна			
Котлоагрегати КВ-ТСВ-20			
Димососи	480	0,96	460
Вентилятори дуттєві	165	0,97	160
Вентилятори повернення виносу	33	1	33
Закидувачі	6,6	1,2	7,9
Грати	9	1	9
Шлакові дробарки	19,5	0,92	18
Приводи провалу	4,5	1,2	5,4
Разом	717,6		693,3
Котлоагрегати КЕ-25-14 з			
Димососи	300	0,95	285
Вентилятори дуттєві	220	0,97	213,9
Насоси живильні	165	0,66	108
Грати	8,8	1	8,8
Закидувачі	8,8	1,2	10,5
Приводи провалу	6	1,2	7,2
Вентилятори повернення виносу	60	1	60
Пристрої обдувки	7,2	1	7,2
Шлакові дробарки	26	0,97	25
Разом	801,8		725,6

Продовження таблиці 9.3

1	2	3	4
Допоміжне устаткування			
Насоси мережеві (зимові)	800	0,76	608
Насос мережевий (літній)	200	0,76	152
Насоси рециркуляційні	90	0,98	88,2
Насоси підживлюючі	15	0,5	7,5
Вентиляція	12,5	0,8	10
Електроосвітлення	30	0,7	21
Разом	1147,5		886,7
Паливоподача			
Паливні живильники	27,5	0,4	11
Дробарки	52	0,5	26
Стрічкові конвеєри 1	74	1	74
Стрічкові конвеєри 2	60	0,92	55
Стрічкові конвеєри 3 і 4	40,5	0,9	36,5
Разом	254		202,5
Вібратор накладний	22	0,8	17,6
Люкопідіймач	3,8	0,8	3,0
Маневровий пристрій	19,5	0,91	17,7
Плужкові скидачі	44	0,25	114
Разом	89,3		49,7
Вібророзвантажувач	44	0,4	17,6
Осаджувальна станція			
Насоси шламові	41,2	0,5	20,6
Насоси освітленої води	20	0,5	10
Вакуумні насоси	810	0,636	515,7
Шнеки	45	0,33	15,8
Установка очищення вод, що містять золу	29,9	0,43	12,7
Разом	946,1		574,8

Продовження таблиці 9.3

1	2	3	4
Компресор	50	0,8	40
Вентиляція насосної станції	221,4	0,42	93
Вентиляція осаджувальної станції	3,4	0,8	2,7
Разом	224,8		95,7
Електроосвітлення насосної і осаджувальної станції	24,1	1	24,1
Водопідготовча установка			
Насоси вихідної води	30	0,4	12
Насоси освітленої води	44	0,47	21
Насоси промивочної води і освітлювальних фільтрів	8	0,5	4
Насоси-дозатори	2,16	0,5	1,08
Струмоприймачі хімлабораторії	17,5	0,5	8,7
Згущувач	2	1	2
Насоси освітленої води	8	0,5	4
Вентилятори сантехнічні	2,7	0,8	2,1
Разом	114,36		54,88
Електроосвітлення	19	1	19
Насосна станція оборотного водопостачання			
Насоси нагрітої і охолодженої води	16	0,5	8
Вентилятори градирні	1,6	0,8	1,3
Разом	17,6		9,3

Продовження таблиці 9.3

1	2	3	4
Інше устаткування *	214	0,62	132
Світлоогородження димової труби і зовнішнє електро-освітлення	17,5	1	17,5
Всього	4681,8		3542,8

*До іншого устаткування відносяться насоси промивання фільтрів, дозатори, насоси розчину солі і інше устаткування водопідготовчої установки, а також електрофіковані засувки, крани та ін.

Дані проекту водопостачання, опалювання і вентиляції котельної

Середня витрата води, кг/с (м³/доб):

- на побутові потреби 0,09 (7,8);
- на підживлення оборотної системи 0,22 (19,2).

Максимальна витрата теплоти на опалювання і вентиляцію,

МВт (Гкал/год) 4,64 (4).

Середня витрата теплоти на гаряче водопостачання,

МВт (Гкал/год) 0,23 (0,2)

Дані за кошторисною вартістю (приведені за станом на 1. 01. 2010 р.)

Кошторисна вартість будівель, споруд і устаткування, тис. грн:

- будівля котельної 7617
- димар і газоходи 1785
- споруди паливоподачі 3804
- водопідготовка 1125
- об'єкти підсобного і обслуговуючого призначення 870
- зовнішні мережі і спорудження водопостачання і каналізації, теплопостачання і газопостачання 375
- об'єкти енергетичного, транспортного господарства 1122
- обладнання КВПіА і з'язку 615

- благоустрій і озеленення території	1365
Загальна кошторисна вартість будівництва комплексу котельної, тис.грн	18678
у тому числі:	
- будівлі і споруди	11637
- устаткування (з монтажем)	6426
- КВПіА	615

9.3.2 Розрахунок техніко-економічних показників

Встановлена теплова потужність котельної

$$Q_{уст} = \Sigma Q_{вод} + \Sigma D_{пар}(i_{п} - i_{жв}) \cdot 10^{-3} =$$

$$= 69,8 + 27,8 (2787,6 - 435,8) \cdot 10^{-3} = 135,2 \text{ МВт (116 Гкал/год).}$$

Річний відпуск теплоти споживачам

Річний відпуск теплоти на опалювання і вентиляцію:
житлових будівель

$$Q_{овж}^{рік} = 24 \cdot 3600 \frac{t_{вн} - t_{ср.о}}{t_{вн} - t_{р.о}} Q_{ов} \cdot \text{По} \cdot 10^{-3} =$$

$$= 24 \cdot 3600 \frac{18 - (-0,6)}{18 - (-25)} 17,4 \cdot 175 \cdot 10^{-3} = 113,128 \text{ тис. ГДж (26,999 тис. Гкал);}$$

промислових будівель

$$Q_{ов}^{рік} = \{ Q_{ов} (\text{По-а}) 3600 \cdot m \cdot \frac{t_{вн} - t_{ср.о}}{t_{вн} - t_{р.о}} + Q_{ов}^{чep} \cdot 3600 \cdot [24 \cdot \text{По} - m(\text{По} - a)]$$

$$\times \frac{5 - t_{ср.о}}{5 - t_{р.о}} \} \cdot 10^{-3} = \{ 46,4 \cdot 3600 (175 - 52) \cdot 16 \frac{18 + 0,6}{18 + 25} + 15,1 \cdot 3600 [24 \cdot 175 -$$

$$- 16(175 - 52)] \frac{5 + 0,6}{5 + 25} \} \cdot 10^{-3} = 164,045 \text{ тис. ГДж (39,152 тис. Гкал).}$$

$$\Sigma Q_{ов}^{рік} = 113,128 + 164,045 = 277,173 \text{ тис. ГДж (66,151 тис. Гкал).}$$

Річна відпустка теплоти на гаряче водопостачання:
житлових будівель

$$Q_{Г.В}^{рік} = [24 \cdot 3600 Q_{Г.В.ср} \cdot \text{По} + 24 \cdot 3600 Q_{Г.В.ср} \frac{55 - t_{х.л}}{55 - t_{хз}} \beta (350 - \text{По})] \cdot 10^{-3} =$$

$$= [24 \cdot 3600 \cdot 4,9 \cdot 175 + 24 \cdot 3600 \cdot 4,9 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 0,65 (350 - 175)] \cdot 10^{-3} = 112,6 \text{ тис. ГДж}$$

(26,874 тис. Гкал)

промислових будівель

$$Q_{Г.В}^{рік} = \{ 16 \cdot 3600 Q_{Г.В.ср} (\text{По-а}) + 16 \cdot 3600 Q_{Г.В.ср} \frac{55 - t_{х.л}}{55 - t_{хз}} \beta [256 - (\text{По-а})] \} \cdot 10^{-3} =$$

$$= [16 \cdot 3600 \cdot 0,8 \cdot (175 - 52) + 16 \cdot 3600 \cdot 0,8 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 0,65 (256 - 123)] \cdot 10^{-3} = 8,855$$

тис.ГДж (2,113 тис. Гкал)

$$\Sigma Q_{Г.В}^{рік} = 112,6 + 8,855 = 121,455 \text{ тис. ГДж (28,991 тис. Гкал)}$$

Річна відпустка теплоти на технологічні потреби

$$Q_{Т}^{рік} = D_{Т} \cdot m \cdot P_{роб} \left(i_{п} - \frac{P_{к} \cdot i_{к}}{100} \right) \cdot 10^{-3} = 16,1 \cdot 16 \cdot 3600 \cdot 256 \cdot \left(2757,4 - \frac{20 \cdot 3771}{100} \right) \cdot 10^{-3} =$$

$$= 636,7 \text{ тис. ГДж (152,1 тис. Гкал).}$$

$$\Sigma Q_{відп}^{рік} = 277,173 + 121,455 + 636,7 = 1035,023 \text{ тис. ГДж (247,142 тис. Гкал).}$$

Річна витрата теплоти на власні потреби котельної

$$Q_{с.н}^{рік} = Q_{о.вкот}^{рік} + Q_{Г.В.кот}^{рік} = 4,64 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 175 \cdot \frac{18 + 0,6}{18 + 25} + 0,23 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 350 =$$

$$= 37,123 \text{ тис. ГДж (8,86 тис. Гкал).}$$

Річне вироблення теплоти

$$Q_{вир}^{рік} = (Q_{відп}^{рік} + Q_{с.н}^{рік}) \left(1 + \frac{q_n}{100} \right) \cdot 10^{-3} = (1035,023 + 37,123) \left(1 + \frac{2}{100} \right) =$$

$$= 1093,59 \text{ тис. ГДж (261,0 тис. Гкал)}$$

у тому числі:

водогрійними котлами

$$Q_{вир1}^{рік} = (277,173 + 121,455 + 37,123) \left(1 + \frac{2}{100} \right) = 444,12 \text{ тис. ГДж}$$

(105,98 тис. Гкал)

паровими котлами

$$Q_{\text{вир}2}^{\text{рік}} = 636,7 \left(1 + \frac{2}{100}\right) = 649,43 \text{ тис.ГДж (155,14 тис. Гкал).}$$

Річне число годин використання встановленої потужності котельної

$$T_{\text{макс}} = \frac{Q_{\text{вир}}^{\text{рік}} \cdot 10^3}{Q_{\text{уст}}} = \frac{1093,59 \cdot 10^6}{135,2 \cdot 3600} = 2247 \text{ год.}$$

Середньозважений ККД котельної

$$\eta_{\text{ср.вз}} = \frac{\eta_1 \cdot Q_{\text{вир}1}^{\text{рік}} + \eta_2 \cdot Q_{\text{вир}2}^{\text{рік}}}{Q_{\text{вир}1}^{\text{рік}} + Q_{\text{вир}2}^{\text{рік}}} = \frac{85 \cdot 444,12 + 89 \cdot 649,43}{1093,59} = 87,38\%$$

Річна витрата натурального палива

$$B_{\text{год}} = \frac{Q_{\text{выр}}^{\text{год}} \cdot 1,02 \cdot 10^8}{Q_n^p + \eta_{\text{ср.вз}}} = \frac{1093,59 \cdot 1,02 \cdot 10^8}{18763 \cdot 87,38} = 68036 \text{ т.}$$

Річна витрата умовного палива

$$B_{\text{рік}}^{\text{умл}} = \frac{B_{\text{рік}} \cdot Q_n^p}{29330} = \frac{68036 \cdot 18763}{29330} = 43524 \text{ т.у.п.}$$

Встановлена потужність струмоприймачів дорівнює 4681,8 кВт.

Максимальне електричне навантаження дорівнює 3542,8 кВт.

Розрахункове річне число годин використання встановленого устаткування котельною:

- димососів, дуттєвих вентиляторів і іншого устаткування водогрійних котлів

$$T_{\text{вод}} = \frac{Q_{\text{вир } 1}^{\text{рік}}}{Q_{\text{уст } 1}} = \frac{444,12 \cdot 10^6}{69,8 \cdot 3,6} = 1765 \text{ год.};$$

- димососів, дуттєвих вентиляторів, живильних насосів і іншого устаткування парових котлів

$$T_{\text{пар}} = \frac{Q_{\text{вир } 2}^{\text{рік}}}{Q_{\text{уст } 2}} = \frac{649,43 \cdot 10^6}{65,4 \cdot 3,6} = 2758 \text{ год};$$

- насосів підживлюючих, насосів вихідної і освітленої води, промивальної води освітлювальних фільтрів, насосів-дозаторів, насосів нагрітої і охолодженої води, сантехнічних вентиляторів, струмоприймачів хімлабораторії

$$24 \times 350 = 8400 \text{ год};$$

насосів рециркуляційних

$$24 \times 175 = 4200 \text{ год};$$

насосів мережевих (зимових)

$$24 \times 175 = 4200 \text{ год};$$

насосів мережевих (літніх)

$$24 \times 175 = 4200 \text{ год};$$

вентилятора градирні (постійно, окрім чотирьох зимових місяців)

$$24 \times 240 = 5760 \text{ год.}$$

Розрахунковий річний термін роботи устаткування паливоподачі:

живильника, дробарки, стрічкових конвеєрів, насосів, вентиляторів сантехнічних

$$16 \times 350 = 5600 \text{ год};$$

вібратора, люкопідйомника, маневрового пристрою, плужкових скидачів

$$8 \times 350 = 2800 \text{ год};$$

вібророзвантажувача

$$8 \times 235 = 1880 \text{ год.}$$

Розрахунковий річний термін роботи устаткування осаджувальної станції:

вакуумнасоса, шнека, установки очищення води, що містить золу, вентиляції

$$16 \times 350 = 5600 \text{ год};$$

компресора

$$8 \times 350 = 2800 \text{ год.}$$

Розрахунковий річний термін роботи іншого устаткування прийнятий

1000 год, електроосвітлення внутрішнього - 4100 год, зовнішнього -3600 год.

Розрахунок річного споживання електроенергії приведений в таблиці 9.4.

Таблиця 9.4 – Розрахунок річного споживання електроенергії

Найменування струмоприймача	Споживана потужність, кВт		Розрахун- ковий річний термін роботи, год	Річна витрата електро- енергії, тис. кВт·год
	макс.	середньо- річна *)		
1	2	3	4	5
Котельна				
Котлоагрегати				
КВ-ТСВ-20	693,3	620,47	1759	1091,4
Котлоагрегати КЕ-25-14С	725,6	515,6	2758	1422,1
Допоміжне устаткування				
Насос мережевий (зимовий)	608	452,2	4200	1899,43
Насос мережевий (літній)	152	106,4	4200	446,9
Насос рециркуляційний	88,2	61,7	4200	259,14
Насос підживлюючий	7,5	5,3	8400	44,52
Вентиляція	10	7	8400	58,8
Електроосвітлення	21	14,7	4100	60,27
Паливоподача				
Паливні живильники, дробарка, стрічкові кон- веєри	202,5	141,75	5600	793,8
Вібратор накладний, люкопідійомник, маневровий пристрій, плужкові скидачі	49,7	34,5	2800	96,6
Вібророзвантажувач	17,6	12,3	1880	23,2

*)

Середньорічна споживана потужність, що визначена з врахуванням $K^n = 0,7$.

Продовження таблиці 9.4

1	2	3	4	5
Осаджувальна станція Насоси шламові, освіт- леної води, згущувач, установка очищення води, що містить золу	574,8	402,5	5600	2254
Компресор	40	28	2800	78,4
Вентиляція	95,82	66,9	5600	375,1
Електроосвітлення	24,1	16,9	4100	69,2
Водопідготовча установка Насоси початкової і освітленої води, промивальної води освітлювальних фільтрів, дозаторів, токоприймачі хімлабо- раторії	54,88	37,2	8400	312,1
Електроосвітлення	19	13,3	4100	54,5
Насосна станція оборот- ного водопостачання Насоси нагрітої і охоло- дженої води	8	56	8400	47
Вентилятор градирні	1,3	0,9	5760	52,2
Інше устаткування	132	92,4	1000	92,4
Зовнішнє освітлення, світлогородження димо- вої труби	17,5	12,3	3600	44,1
Всього	3542,8	2560,4		9575,16

Розрахунок річного споживання води представлений в таблиці 9.5.

Таблиця 9.5 – Розрахунок річної витрати води

Вид споживання води	Витрата води		Розрахунок	Річна витрата води тис. м ³
	м ³ /год	м ³ /доб		
Технологічні потреби: підживлення теплової мережі	30	-	$24[G_1 \cdot \Pi_0 + G_2(\Pi - \Pi_0)] \cdot 10^{-3} = 24(30 \cdot 175 + 15 \cdot 175) \cdot 10^{-3}$	189,0
заповнення втрат пари і конденсату	17,8	-	$24 \cdot G^3 \cdot \Pi \cdot 10^{-3} = 24 \cdot 17,8 \cdot 350 \cdot 10^{-3}$	149,5
безперервне продування котлів (2%)	-	-	$\frac{D_{вир}^{рiк} \cdot \Pi_{прод}}{100} = \frac{242,3 \cdot 2}{100}$	5,586
власні потреби водопідготовки	-	70	$G_4 \cdot \Pi \cdot 10^{-3} = 70 \cdot 350 \cdot 10^{-3}$	24,5
підживлення оборотної системи водопостачання	-	19,2	$G_5 \cdot \Pi \cdot 10^{-3} = 19,2 \cdot 350 \cdot 10^{-3}$	6,7
Разом витрата води на технологічні потреби				375,286
Інші витрати			0,03•396,1	11,9
Побутові потреби			$G_{Б}^{доб} \cdot \Pi \cdot 10^{-3} = 7,8 \cdot 350 \cdot 10^{-3}$	2,7
Всього				389,886

Амортизаційні відрахування:

на будівлі і споруди

$$11637 \times 0,08 = 930,96 \text{ тис. грн};$$

на основне і допоміжне устаткування (з монтажем)

$$6426 \times 0,24 = 1542,24 \text{ тис. грн};$$

Контрольно-вимірювальні прилади і засоби автоматизації

$$615 \times 0,40 = 246 \text{ тис. грн.}$$

Разом амортизаційні відрахування, тис.грн

$$930,96 + 1542,24 + 246 = 2719,2$$

Річні експлуатаційні витрати, згідно кошторису, приведеному у таблиці 9.6, визначені у розмірі 94091,663 тис. грн., у тому числі вартість палива складає 79942,3 тис. грн.

Питомі показники на 1 МВт встановленої потужності:
капітальні витрати

$$\frac{18678}{135,2} = 138,15 \text{ тис. грн.}$$

потужність струмоприймачів, кВт

$$\frac{4681,8}{135,2} = 34,63$$

чисельність обслуговуючого персоналу, чол.

$$\frac{99}{135,2} = 0,73$$

Питома витрата умовного палива на 1 ГДж (Гкал/год) відпущеної теплової енергії складає, кг

$$\frac{43524}{1035,023} = 42,05 \text{ кг / ГДж} \quad (176,19 \text{ кг/Гкал})$$

Собівартість 1 ГДж відпущеної теплової енергії складає, грн/ГДж

$$\frac{94091,663}{1035,023} = 90,907 \quad (380,9 \text{ грн/Гкал}).$$

Капітальні витрати на 1 ГДж відпущеної теплової енергії складають, грн.

$$\frac{18678}{1035,023} = 18,046 \quad (75,61 \text{ грн/Гкал})$$

Приведені витрати на 1 ГДж (Гкал/год) відпущеної теплової енергії складають

$$90,907 + 0,15 \cdot 18,046 = 93,614 \quad (392,24 \text{ грн/Гкал}).$$

Таблиця 9.6 - Кошторис річних експлуатаційних витрат

Стаття витрат	Кількість	Ціна, грн або норма- тив	Сума витрат, тис.грн	Собівартість 1ГДж (Гкал)	
				грн	%
Паливо, тн	68036	1175	79942,3	77,237	84,96
Електроенергія: встановлена потужність, кВт	3542,8				
споживання, тис. кВт·год	9575,16	0,752	7200,52	6,957	7,65
Вода, тис.м ³	389,886	6,852	2397,43	2,316	2,549
Заробітна плата персоналу, чел.:	12				
фахівців	87	3470	41,640		
робітників		2850	247,950		
Разом			289,590	0,280	0,309
Відрахування на соціальні заходи	289,590	0,382	110,623	0,107	0,118
Амортизаційні відрахування тис.грн:	11637				
на будівлі і споруди		0,08	930,96		
на основне і допоміжне устаткування з монтажем	6426				
КВПіА	615	0,24	1542,24		
Разом	2719,2	0,4	246	2,627	2,890
Поточний ремонт, тис.грн		0,2	543,84	0,525	0,579
Загальнокотельні та інші витрати, тис. грн	3552,63	0,25	888,16	0,858	0,945
Всього			94091,663	90,907	100

^{*)} Ціна палива, електроенергії і води приведені на 01.01. 2010 р.

Основні техніко-економічні показники роботи котельної приведені в таблиці 9.7.

Таблиця 9.7 - Техніко-економічні показники роботи котельної

Найменування	Показник
Розрахункова теплопродуктивність котельної, МВт	135,2
Річне вироблення теплоти, тис. ГДж	1093,59
Річний відпуск теплоти, тис. ГДж	1035,023
Річне число годин використання встановленої потужності котельної	2247
Річна витрата палива, тис. т:	
натурального	68,036
умовного	432,624
Встановлена потужність струмоприймачів, кВт	4681,8
Максимальна потужність, що споживається, кВт	3542,8
Річна витрата електроенергії, тис. кВт·год	9575,16
Річна витрата води, тис. м ³	389,9
Чисельність обслуговуючого персоналу, чол.	99
Будівельний об'єм головного корпусу, м ³	56860
Загальна площа забудови будівель і споруд, м ²	9700
Щільність забудови, %	31,6
Загальна кошторисна вартість будівництва котельної тис. грн., у тому числі	18678
будівлі і споруди	11637
устаткування з монтажем	6426
КВПіА	615
Річні експлуатаційні витрати, тис. грн	94091,663
Питомі показники на 1 МВт встановленої потужності:	
капітальні витрати, тис. грн.	138,15
потужність струмоприймачів, кВт	34,63
чисельність персоналу, чол.	0,73
Питома витрата умовного палива на 1 ГДж (Гкал/год) відпущеної теплової енергії, кг	42,05(176,19)
Собівартість 1 ГДж (1 Гкал/год) відпущеної теплової енергії, грн,	90,907 (380,9)
у тому числі паливна складова, грн	77,273 (84,96%)
Капітальні витрати на 1 ГДж відпущеної теплової енергії, грн	18,046
Приведені витрати на 1 ГДж (Гкал/год) відпущеної теплової енергії, грн	93,614 (392,24)

Контрольні питання до розділу 9

- 1 Визначення розрахункової теплопродуктивності котельної (з урахуванням власних потреб і теплових втрат в котельній).
- 2 Розрахунок річної відпустки теплоти споживачам.
- 3 Розрахунок річного вироблення теплоти.
- 4 Річне число годин використання встановленої потужності.
- 5 Річна витрата палива натурального і умовного.
- 6 Розрахунок встановленої потужності струмоприймачів.
- 7 Розрахунок річної витрати електроенергії.
- 8 Розрахунок річного споживання води.
- 9 Розрахунок річного фонду оплати праці працівників котельної.
- 10 Розрахунок кошторисної вартості будівництва котельної, зокрема:
 - загальнобудівельних робіт;
 - спеціальних будівельних робіт;
 - монтажних робіт;
 - устаткування.
- 11 Розрахунок амортизаційних відрахувань.
- 12 Розрахунок річних експлуатаційних витрат, зокрема вартості палива.
- 13 Повна собівартість виробництва теплової енергії.
- 14 Питомі показники на 1 ГДж (Гкал/год) теплопродуктивності котельної:
 - капітальні витрати
 - потужність струмоприймачів
 - чисельність персоналу;
 - питома витрата умовного палива на 1ГДж (1Гкал) відпущеної теплової енергії;
 - собівартість 1ГДж (1Гкал) відпущеної теплоти, зокрема паливна складова;
 - питомі приведені витрати на 1 ГДж (1 Гкал) відпущеної теплоти.

Контрольні питання до розділу 9

- 1 Визначення розрахункової теплопродуктивності котельної (з урахуванням власних потреб і теплових втрат в котельній).
- 2 Розрахунок річної відпустки теплоти споживачам.
- 3 Розрахунок річного вироблення теплоти.
- 4 Річне число годин використання встановленої потужності.
- 5 Річна витрата палива натурального і умовного.
- 6 Розрахунок встановленої потужності струмоприймачів.
- 7 Розрахунок річної витрати електроенергії.
- 8 Розрахунок річного споживання води.
- 9 Розрахунок річного фонду оплати праці працівників котельної.
- 10 Розрахунок кошторисної вартості будівництва котельної, зокрема:
 - загальнобудівельних робіт;
 - спеціальних будівельних робіт;
 - монтажних робіт;
 - устаткування.
- 11 Розрахунок амортизаційних відрахувань.
- 12 Розрахунок річних експлуатаційних витрат, зокрема вартості палива.
- 13 Повна собівартість виробництва теплової енергії.
- 14 Питомі показники на 1 ГДж (Гкал/год) теплопродуктивності котельної:
 - капітальні витрати
 - потужність струмоприймачів
 - чисельність персоналу;
 - питома витрата умовного палива на 1ГДж (1Гкал) відпущеної теплової енергії;
 - собівартість 1ГДж (1Гкал) відпущеної теплоти, зокрема паливна складова;
 - питомі приведені витрати на 1 ГДж (1 Гкал) відпущеної теплоти.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Е.Я. Соколов. Теплофикация и тепловые сети.- М.: Энергоиздат, 1982, 360 с., ил.
2. СНиП II-33-75. Нормы проектирования. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха..-М.: Стройиздат. 1976.
3. СНиП 2.0.1.01-82. Нормы проектирования. Строительная климатология и геофизика. —М.: Стройиздат. 1983.
4. СНиП 2.04.02-84. Нормы проектирования. Горячее водоснабжение. . —М.: Стройиздат. 1985.
5. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей. Под ред. А.А. Николаева.- М.: Стройиздат, 1965, 359 с., с ил.
6. С.В. Хижняков. Практические расчеты тепловой изоляции. – М.: Энергия. 1976. 200с.
7. С.Е. Захарченко. Справочник по тепловым сетям. Москва. – Энергия. 1958.
8. Теплотехнический справочник. Под ред. В.Н. Юренева, П.Д. Лебедева. Том 2. Москва. – Энергия. 1986. 896 с.
9. С.Л. Ривкин, А.А. Александров. Термодинамічні властивості води і водяної пари. Довідник.- М.: Энергоатоміздат, 1984, 80 с., з мал.
10. О.М. Алабовський, М.Ф. Боженко, Ю.В.Хоренженко. Проектування котельень промислових підприємств.- К.: Вища школа, 1992.-207с.
11. Манюк В.И. и др. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей.- М.: Стройиздат, 1988.- 432 с., ил.
12. СНиП 2.04.01-85. М.: ЦИТП, 1986. Внутренний водопровод и канализация зданий.
13. Водяные тепловые сети. Справочное пособие по проектированию. Под ред. Н.К. Громова, Е.П. Шубина. - М.: Энергоатомиздат, 1988.
14. Инструкция по эксплуатации тепловых сетей. - М.: Энергия, 1972.
15. Методические указания к курсовой работе по спецкурсу „Теплофикация и тепловые сети”. Изд-во Уральського політехнічного інститута ім. С.М. Кирова. Свердловск, 1967.
16. Рекомендации по расчету и выбору основного и вспомогательного оборудования котельных установок. Выпуск 2. Часть 1. Расчет тепловых схем котельных с паровыми котлами. ГПИ Сантехпроект. 1970.
17. Рекомендации по расчету и выбору основного и вспомогательного оборудования котельных установок. Выпуск 2. Часть 2. Расчет тепловых схем котельных с водогрейными котлами. ГПИ Сантехпроект. 1970.
18. Рекомендации по расчету и выбору основного и вспомогательного оборудования котельных установок. Выпуск 2. Часть 3. Расчет тепловых схем котельных с паровыми и водогрейными котлами. ГПИ Сантехпроект. 1970.

19. СНиП II-36-75. Тепловые сети. Нормы проектирования. -М.: -Стройиздат. 1974.
20. СН 550-66. Указания по проектированию котельных установок. -М.: Стройиздат. 1967.
21. Роддатис К.Ф. Справочник по котельным установкам.
22. Рекомендации по проектированию установок натрий-катионирования. ГПИ Сантехпроект. -М.: 1970.
23. Рекомендации по определению технико-экономических показателей котельных. Серия Ж-5-26. ГПИ Сантехпроект. - М.: 1984.
24. Бузников Е.Ф., Роддатис К.Ф., Берзиньш Э.Я. Производственные и отопительные котельные. –М.: «Энергия», 1974.
25. Шубин Е.П., Левин Б.И. Проектирование теплоподготовительных установок ТЭЦ и котельных. –М.: «Энергия» , 1970.
26. Левин Б.И., Шубин Е.П. Теплообменные аппараты систем теплоснабжения. -М.: -Л.: «Энергия», 1965.
27. СНиП II-35-76. Котельные установки. Нормы проектирования. -М.: -Стройиздат. 1977.
28. Соловьев Ю.П. Проектирование крупных центральных котельных для комплекса тепловых потребителей. – М.: «Энергия», 1976.
29. Рекомендации по расчету водоподогревателей. Серия А-9-10 ГПИ, - М.: «Сантехпроект», 1977.
30. ГОСТ 2761-67. Источники централизованного хозяйственно-питьевого водоснабжения.
31. Рекомендации по расчету качественного состава сточных вод водоподготовительных установок. Серия Ж6-26. – М.: ГПИ «Сантехпроект», 1970.
32. ГОСТ 20995-75. Котлы паровые стационарные с давлением до 4,0 МПа. Показатели качества питательной воды и пара.
33. Лившиц О.В. Справочник по проектированию водоподготовительных установок для котельных малой мощности. – М.: «Энергия», 1968.
34. Справочник по гидравлическим сопротивлениям.
35. ГОСТ 2874-54. Вода питьевая. Нормы качества.
36. Кейс В.Н., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. Из-е 2-е, «Энергия», 1967.
37. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. Госэнергоиздат, 1960.
38. Копьев С.Ф. Вспомогательное оборудование машинных цехов электростанций. Госэнергоиздат, 1954.
39. СН 350-66. Указания по проектированию котельных установок. –М., Стройиздат, 1967.
40. Ю.М. Кострыкин. Справочник по водоподготовке и водному режиму энергообъектов низкого и среднего давления. Энергоатомиздат, 1990.