

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства та
природокористування

Кафедра гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин

01-06-69М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних завдань з навчальної дисципліни
«Енергозбереження та використання вторинних енергетичних ресурсів»
для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня
за освітньо-професійною програмою «Теплоенергетика»
спеціальності 144 «Теплоенергетика» усіх форм навчання

Рекомендовано науково-методичною
радою з якості ННІЕАВГ
Протокол № 5 від 25 січня 2024 р.

Рівне – 2024

Методичні вказівки до практичних завдань з навчальної дисципліни «Енергозбереження та використання вторинних енергетичних ресурсів» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою «Теплоенергетика» спеціальності 144 «Теплоенергетика» усіх форм навчання. [Електронне видання] / Кочмарський В. З. – Рівне : НУВГП, 2024. – 79 с.

Укладач:

Кочмарський В. З., к.ф.-м.н., професор, професор кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин.

Відповідальний за випуск завідувач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин д.т.н., професор Рябенко О. А.

Керівник групи забезпечення спеціальності 144 «Теплоенергетика»

Костюк О. П

© В. З. Кочмарський, 2024
© НУВГП, 2024

	ст.
ЗМІСТ	
Список скорочень	4
Передмова.....	5
1 Загальні вимоги до виконання звіту	6
2 Оформлення титульної сторінки	6
3 Структура звіту	6
4 Зауваження до виконання завдань	6
5 Теми практичних занять	7
6 Теми самостійної роботи	8
7 Заняття 1. Поняття умовного, первинного та вторинного палив. Аналіз теплових балансів підприємств.	9
8 Заняття 2. Визначення потенціалу енергозбереження в котельних при підвищенні їх ККД шляхом зниження температури вихідних газів або утилізацією теплоти зворотного конденсату.	15
9 Заняття 3. Оцінка потенціалу енергозбереження при подачі теплоти в системах централізованого тепlopостачання.	24
10 Заняття 4. Вплив форми будинку на його теплову ефективність	32
11 Заняття 5. Аналіз ефективності систем опалення	37
12 Заняття 6. Утилізація низькопотенціальної теплоти тепловими трубами.	40
13 Заняття 7. Утилізація теплоти вихідних газів котлів та печей .	49
14 Заняття 8. Утилізація низькопотенціальної теплоти тепловими помпами	56
15 Заняття 9. Схема тепlopостачання «бойлер + тепловий акумулятор».	62
16 Заняття 10. Вплив карбонатних відкладень у водогрійних котлах на їх теплотехнічні параметри.	67
17 Додаток 1	74
18 Додаток 2	75
19 Додаток 3	75
20 Додаток 4	75
21 Додаток 5	76
22 Додаток 6	77
23 Додаток 7	78
24 Додаток 8	79

СПИСОК СКОРОЧЕНЬ

1	ВЕР	Вторинні енергоресурси
2	ГВП	Гаряче водопостачання
3	ДФН	Денна форма навчання
4	ЕксККВП	Ексергічний коефіцієнт корисного використання палива
5	ЕО	Електроопалення
6	ЕнККВП	Енергетичний коефіцієнт корисного використання палива
7	ЗФН	Заочна форма навчання
8	КВП	Коефіцієнт використання палива
9	КЕС	Конденсаційна електростанція
10	ККД	Коефіцієнт корисної дії
11	ККВП	Коефіцієнт корисного використання палива
12	КПТ	Коефіцієнт перетворення теплоти
13	ОК	Опалювальна котельня
14	ПЕК	Паливно енергетичний комплекс
15	ПЕР	Паливно-енергетичні ресурси
16	ПГ	Парогенератор
17	РК	Районна котельня
18	СНП	Суха насичена пара
19	ТА	Тепловий акумулятор
20	ТЕС	Теплова електростанція
21	ТЕЦ	Теплоелектроцентраль
22	ТД	Термодинаміка
23	ТДС	Термодинамічна система
24	ТО	Теплообмінник (теплообмінники)
25	ТНУ	Теплонасосна установка
26	ТП	Теплова помпа
27	УТО	Утилізаційний теплообмінник

ПЕРЕДМОВА

Дисципліна «Енергозбереження та використання вторинних енергоресурсів» вивчається з метою ознайомлення та засвоєння основних понять і способів раціонального використання теплової та інших видів енергії у різноманітних технологічних процесах, зокрема при генерації тепла на котельнях, електричної енергії на ТЕС та ТЕЦ, системах транспортування, розподілу, опалення і вентиляції.

В розвинених країнах 25-35% від загального енергоспоживання припадає на потреби опалювання та гарячого водопостачання (ГВП) і 40...55 % на промисловість. Тому раціональне використання енергії і включення в енергооборот вторинних енергетичних ресурсів є пріоритетним завданням паливно-енергетичного комплексу (ПЕК) України. Порівняно з розвиненими країнами у нас питомі затрати (на одиницю продукції) енергоресурсів у 3-6 раз вищі і впровадження енергоефективних техніки та технологій в господарчих комплексах України, а також формування у населення енергозберігаючого світогляду є важливим завданням, яке ми прагнемо вирішити у цьому курсі.

На сьогодні енергетика країн Європи, США і Японії базується на 20-30% на використанні вискоелективних, відновних і екологічно чистих технологіях виробництва теплової і електричної енергій. Ці країни намагаються уникнути залежності від імпортованих викопних енергоресурсів, особливо від нафти та газу. Крім цього, використання невідновлюваних джерел енергії у вигляді органічних палив, таких як природний газ, нафта, вугілля, торф і ін., призводить до викидів парникових газів і шкідливих речовин (пилу, оксидів сірки і азоту та і ін.). Отже енергозбереження тісно пов'язана з вирішенням ряду екологічних проблем, в тому числі і глобальних.

Підвищення ефективності використання вторинних енергетичних ресурсів на сьогодні є одним з головних шляхів отримання значної економії палива і енергії в промисловості і теплоенергетиці за короткий термін і капіталовкладеннями, які в декілька разів нижчі витрат на еквівалентний приріст у добуванні свіжого викопного палива і транспортування його споживачам.

При вирішенні проблем енергозбереження важливе місце посідають методи раціонального використання енергоресурсів. Серед них найвідоміші: принципи когенерації і тригенерації, розширення впровадження теплових насосів(помп), використання методів організації енергоспоживання, що ґрунтуються на математичному моделюванні і оптимізації при проектуванні і реконструкції підприємств; заміну дорогих енергоносіїв, таких як електроенергія та кокс на дешевші; використання відновлюваних джерел енергії – вітру, сонця, біомаси та ін.

Основними завданнями дисципліни є:

- засвоєння шляхів мінімізації втрат енергії впродовж її перетворення від первинної до корисної енергії, яка подається споживачу;
- ознайомлення з перспективними технологіями когенерації та тригенерації;

- вивчення можливостей застосування відновних джерел енергії та залучення вторинних енергоресурсів (ВЕР);
- *Освоїти методи розв'язування типових задач енергозбереження, використовуючи для цього знання термодинаміки та інших теплотехнічних дисциплін;*
- *набуття навичок користування навчальною, науковою і довідковою літературою термодинамічними таблицям та спеціалізованими програмами;*
- *вміння застосовувати на практиці знання з основ інформатики та програмування.*

1 Загальні вимоги до виконання звіту

Виконуються завдання в електронній формі у вигляді іменованих файлів або на зшитих листках формату А-4. Текст робіт пишуть у форматі WORD «Times New Roman 14» через один інтервал. Графічний матеріал виконують з використанням відповідних редакторів.

2 Оформлення титульної сторінки

Титульну сторінку звіту з виконаного завдання оформляєте так: вгорі – назва університету, нижче - ННІ, ще нижче – кафедри (Гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин). В самому низу напис «Рівне 20__ р.». Посередині сторінки назва «Практичне завдання № xx зі спецкурсу «Енергозбереження та використання вторинних енергоресурсів», шифр №__ (дві останні цифри № зал. кн. або порядковий номер у списку групи). Посередині між назвою контрольної роботи та нижнім написом, справа пишете: студент(ка) __ курсу, спеціальності «Теплоенергетика», група ТЕ-31, нижче П.І.П., ще нижче: «перевірів» і прізвище викладача.

3 Структура звіту

Звіт про виконання завдання повинен мати таку структуру:

- титульна сторінка, див. вище;
- зміст та використані скорочення;
- розрахунок з поясненнями та рисунками (за необхідності);
- висновки з рекомендаціями де використовувати результати роботи;
- текст, графічні матеріали і розрахунки, див. п. 1.

Якщо рисуєте графіки «вручну», то на міліметровому папері, а в комп'ютерному варіанті на рисунку показуєте сітку координатних ліній. Рисунки супроводжуються назвою та підрисунковими підписами.

4 Зауваження до виконання завдань

Нижче наведено теми завдань для самостійної роботи. Якщо наведених тут даних для виконання роботи недостатньо, то допускається мінімально необхідне їх доповнення на базі пошуку в літературі та Інтернеті. При цьому вказуєте посилання на джерело інформації.

Розрахунки супроводжуєте максимальними поясненнями та ілюстраціями (схемами та графіками). Після завдання формулюєте висновки і вказуєте можливе застосування результатів розрахунків (навіщо ви їх виконували).

5 Теми практичних занять

пп	Тема заняття	Години	Самостійне вивчення	Зауваження
1.	Поняття умовного, первинного та вторинного палив. Аналіз теплових балансів підприємств.	2	4	
2.	Визначення потенціалу енергозбереження в котельних при підвищенні їх ККД шляхом зниження температури вихідних газів або утилізацією теплоти зворотного конденсату.	2	3	
3.	Оцінка потенціалу енергозбереження при подачі теплоти в системах централізованого тепlopостачання.	2	4	
4.	Вплив форми будинку на його теплову ефективність	2	2	
5.	Аналіз ефективності систем опалення	3	4	
6.	Утилізація низькопотенціальної теплоти тепловими трубами.	2	4	Реферат про будову та роботу газових труб та газових конвекторів.
7.	Утилізація теплоти вихідних газів котлів та печей .	2	3	
8.	Утилізація низькопотенціальної теплоти тепловими помпами	3	4	
9.	Схема тепlopостачання «бойлер + тепловий акумулятор».	2	3	
10.	Вплив карбонатних відкладень у водогрійних котлах на їх теплотехнічні параметри.	2	3	
	Всього	22	34	

6. Теми самостійних робіт

№ п/п	Тема	Кількість годин	
		ДФН	ЗФН
1	Законодавчі та нормативні акти з енергозбереження	2	2
1	Баланси паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР) підприємств. Енерго-економічний аналіз використання ПЕР. Похідна і прихована енергії. Вивчення стандартів з енергозбереження.	4	2
2	Сутність, мета і завдання енергоменеджменту. Основні завдання енергоменеджера. Вимоги до особи енергоменеджера. Стимулювання енергоменеджменту. Інформаційне забезпечення.	4	4
3	Енергоаудит. Мета енергетичного обстеження об'єкта. Способи отримання інформації про споживання ПЕР. Вивчення основних паливно-енергетичних потоків.	6	4
4	Енергозбереження завдяки регулювання робочої напруги електродвигунів та частоти обертання роторів. Енергозбереження на освітленні підприємств.	4	2
5	Обґрунтування заходів з контролю за енергоспоживанням на виробництві та в ЖКС. Метрологічне забезпечення заходів з енергозбереження.	4	4
6	Розрахунок автономного опалення будинку	4	4
7	Вимірювання витрати енергоносіїв та теплової енергії. Вимірювання температури. Газові лічильники. Облік електроенергії.	4	2
8	Утилізація теплоти відпрацьованої пари тепловими акумуляторами Рутса	2	2
9	Тепловий баланс теплоенергетичних установок з врахуванням ВЕР. Економія палива за рахунок ВЕР. Можливий виробіток теплоти. Обчислення економії палива завдяки використанні ВЕР.	2	2
10	Використання низькотемпературних продуктів згорання у промисловості. Використання тепла стічних вод каналізаційних мереж та очисних споруд шляхом застосування теплових pomp.	4	2
Всього		40	30

Зауваження. З 96 годин на самостійну роботу ДФН, 32 год. на вивчення лекцій, 34 год. на виконання практичних завдань та 40 години на самостійне вивчення тем за списком б.

Для ЗФН зі 138 год. для самостійної роботи: 16 год. на оформлення звітів з практичних занять, 92 год. на вивчення лекцій та виконання практичних завдань і 30 год. на вивчення тем за списком б

6.1 Оформлення звіту про самостійну роботу

Підсумком самостійної роботи з вивчення дисципліни „ Енергозбереження та використання вторинних енергетичних ресурсів ” є складання письмового звіту за темами вказаними у таблиці б. Загальний обсяг звіту визначається з розрахунку 1,0 сторінки на 1 год. самостійної роботи. Звіт може бути електронним або друкованим і виконується українською мовою. Захист звіту відбувається у терміни погоджені студентом і викладачем

ЗАНЯТТЯ І. ПОНЯТТЯ УМОВНОГО ТА ПЕРВИННОГО ПАЛИВ

Нагадаємо деякі положення, які спростять засвоєння запропонованих прикладів і розв’язки задач.

Різні види органічного палива, що використовуються для енергозабезпечення споживачів, при спалюванні одиниці об’єму або маси виділяють **різну кількість теплоти**.

Кількість теплоти, що виділяється при повному згоранні 1кг твердого або рідкого палива або 1м³ газоподібного палива, називають теплотою згорання палива або теплотворною здатністю палива.

Для співставлення енергетичної цінності різних видів палива і їх сумарного обліку введено поняття **умовного палива**.

За одиницю умовного палива приймається паливо, яке має **нижчу теплоту згорання**, рівну **7000ккал/кг** (29,33МДж/кг). Знаючи теплотворну здатність будь-якого виду палива, можна визначити його еквівалент в умовному паливі

$$V_{yi} = V_{ni} \frac{Q_{ni}^p}{7000}, \quad (1.1)$$

V_{yi} – витрата i -го виду палива в термінах умовного палива, V_{ni} , Q_{ni}^p – витрата і теплотворна здатність (ккал/кг) i -го виду палива в натуральних одиницях.

Для перерахунку одиниць споживання електричної енергії використовуються **теоретичний еквівалент 0,123кг у.п./кВт·год** і середня в країні питома витрата умовного палива на вироблення електроенергії 0,320 кг у.п./кВт·год. При перерахунках приймаємо величини теплотворної здатності природного газу $Q_n^p = 7950 \text{ ккал/м}^3$, а мазуту $Q_n^p = 9500 \text{ ккал/кг}$.

При використанні поняття умовного палива не враховують витрати енергії на видобування палива, його транспортування споживачеві, підготовку або переробку.

Врахувати ці витрати при аналізі енергоспоживання дозволяє введення іншої одиниці – однієї тони **первинного умовного палива**.

Коефіцієнти перерахунку спожитого котельно-пічного палива в первинне складають для 1 т органічного палива:

мазуту – 1,107; газу – 1,167; енергетичного вугілля – 1,065 т у.п.

Приклади розв'язку задач

Приклад 1.1

Промислове підприємство впродовж року споживає

природного газу: $G_{\Gamma} = 20 \cdot 10^6 \text{ нм}^3$ ($Q_{\text{нГ}}^p = 7950 \text{ ккал/нм}^3$),

мазуту: $M = 1,2 \cdot 10^6 \text{ т}$ ($Q_{\text{нМ}}^p = 10000 \text{ ккал/кг}$),

вугілля: $V_{\text{У}} = 9 \cdot 10^4 \text{ т}$ ($Q_{\text{нУ}}^p = 4500 \text{ ккал/кг}$).

Визначити потреби підприємства у первинному паливі.

Аналіз

Для визначення витрати енергії в термінах первинного умовного палива слід перевести витрати палива з натуральних одиниць в умовне паливо,

$$B_{\Sigma} = G_{\Gamma} \frac{Q_{\text{нГ}}^p}{7000} + M \frac{Q_{\text{нМ}}^p}{7000} + V_{\text{У}} \frac{Q_{\text{нУ}}^p}{7000} = \frac{20 \cdot 10^6 \cdot 7950}{7000} + \frac{1,2 \cdot 10^6 \cdot 10000}{7000} + \frac{90 \cdot 10^6 \cdot 4500}{7000} =$$
$$= 22,7 \cdot 10^6 + 1,71 \cdot 10^6 + 57,85 \cdot 10^6 = 82,3 \cdot 10^6 \text{ кг у.п.}$$

Використовуючи коефіцієнти перерахунку умовного палива у первинне умовне паливо, див. **Додаток 1**, отримаємо:

$$B_{\Sigma}^{\text{ПІІ}} = 22,7 \cdot 10^6 \cdot 1,167 + 1,71 \cdot 10^6 \cdot 1,107 + 57,85 \cdot 10^6 \cdot 1,065 =$$
$$= 26,5 \cdot 10^6 + 1,9 \cdot 10^6 + 61,6 \cdot 10^6 = 90 \cdot 10^6 \text{ кг у.п.}$$

Відповідь

Підприємство впродовж року споживає 90 тис. т. у. п.

Приклад 1.2

Підприємство на технологію і вироблення теплової і електричної енергії на власній ТЕЦ використовує мазут з $Q_{\text{н}}^p = 12100 \text{ ккал/кг}$.

Додаткове споживання електроенергії підприємством складає $E_{\text{ен}} = 80 \text{ млн. кВт} \cdot \text{год/рік}$. Споживання мазуту на технологію складає $M = 400 \text{ т/рік}$. ТЕЦ виробляє $Q = 50 \cdot 10^3 \text{ Гкал/рік}$ теплової енергії з питомою витратою умовного палива $B_{\text{ТЕ}} = 160 \text{ кг у.п./Гкал}$ та генерує електроенергії $E = 20 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{год/рік}$ з питомою витратою умовного палива $B_{\text{Е}} = 320 \text{ г у.п./кВт} \cdot \text{год}$.

Визначить річне споживання підприємством у.п.

Аналіз

Річне споживання енергії

$$B_{\Sigma} = B_T + B_{TE} + B_{EE} + B_{AO}$$

B_T – витрата умовного палива на технологію, т у. п./рік;

B_{TE} – витрата умовного палива на виробництво теплової енергії, т у. п./рік

т;

B_{EE} – витрата умовного палива на виробництво електричної енергії, т у.п./рік;

B_{en} – споживання електроенергії з енергосистеми, т у. п./рік.

Річне споживання мазуту в умовному паливі на технологію

$$B_T = M \frac{Q_n^p}{7000} = \frac{400 \cdot 12100}{7000} = 691,4 \text{ т у. п./рік.}$$

Річне споживання енергії в умовному паливі на виробіток теплової енергії:

$$B_{TE} = Q \cdot B_{TE} = 50 \cdot 10^3 \cdot 160 = 8 \cdot 10^6 \text{ кг у. п. /рік.}$$

Річне споживання енергії в умовному паливі на вироблення електроенергії на власній ТЕЦ:

$$B_{EE} = E \cdot B_E = 20 \cdot 10^6 \cdot 0,32 = 6,4 \cdot 10^6 \text{ кг у. п. /рік.}$$

Річне споживання енергії в умовному паливі з енергосистеми:

$$B_{ВП} = E_{ВП} \cdot B_{ET} = 80 \cdot 10^6 \cdot 0,123 = 9,84 \cdot 10^6 \text{ кг у. п. /рік}$$

B_{ET} – теоретичний еквівалент в умовному паливі 1 кВт·год.

Тоді

$$B_{\Sigma} = 691,4 + 8 \cdot 10^3 + 6,4 \cdot 10^3 + 9,84 \cdot 10^3 = 24931,4 \text{ т у. п. /рік.}$$

Відповідь

Підприємство впродовж року споживає 24931,4 т у. п.

Зауваження

Переводити в умовне паливо споживану електроенергію слід здійснювати окремо, оскільки питома витрата умовного палива на вироблення 1 кВт·год, на ТЕЦ $B_E = 320$ г у.п./кВт·год, а теоретичний еквівалент $B_{ET} = 123$ г у.п./кВт·год.

Приклад 1.3

Чи підлягає споживач ПЕР згідно закону «Про енергозбереження» обов'язковому енергетичному обстеженню, якщо протягом року споживає:

природного газу: $G_T = 15 \cdot 10^5 \text{ нм}^3$ ($Q_n^p = 8100 \text{ ккал/м}^3$),

електроенергії: $E = 25 \cdot 10^9 \text{ кВт·год}$,

теплової енергії: $Q = 7,5 \cdot 10^3 \text{ Гкал}$,

вторинних енергоресурсів (паливних) самого підприємства:

$$G_{ВП} = 15 \cdot 10^3 \text{ т} \quad (Q_n^p = 3500 \text{ ккал/кг}).$$

Аналіз

Сумарне річне споживання енергії в умовному паливі складає:

$$B_{\Sigma} = G_{\Gamma} \frac{Q_n^p}{7000} + E \cdot B_{ET} + Q \cdot B_{TT} + G_{ВП} \frac{Q_{i\text{ВП}}^{\delta}}{7000} =$$
$$= \frac{15 \cdot 10^5 \cdot 8100}{7000} + 25 \cdot 10^9 \cdot 0,123 + 7,5 \cdot 10^3 \cdot 0,143 + \frac{15 \cdot 10^3 \cdot 3500}{7000} > 6 \cdot 10^6, \text{ кг у.п./рік.}$$

Проте, $B_{\Sigma} - G_{ВП} \frac{Q_{i\text{ВП}}^{\delta}}{7000} < 6 \cdot 10^6, \text{ кг у.п./рік.}$

Відповідь на питання негативна, оскільки за законом «Про енергозбереження» обов'язковому енергетичному обстеженню підлягають споживачі ПЕР, що використовують більше 6000 т у. п. /рік, проте без врахування споживання власних вторинних енергоресурсів.

ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

Завдання 1.1

На підприємстві для потреб ТЕЦ і технології споживається $500 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{рік}$ природного газу, $400 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{рік}$ з яких використовується на ТЕЦ для вироблення електроенергії і тепла. Відомо, що на ТЕЦ виробляється тепла $200 \cdot 10^3 \text{ Гкал/рік}$ при $B_T = 40,6 \text{ кг у.п./ГДж}$. Питома витрата умовного палива $B_E = 330 \text{ г у.п./кВт}\cdot\text{год}$. З енергосистеми підприємство споживає 60 млн. кВт·год/рік.

Визначіть кількість електроенергії, що виробляється на ТЕЦ, і загальні витрати енергії на підприємстві в т у.п.

Завдання 1.2

Підприємство запланувало отримати за рік від зовнішнього джерела 302,75 т у.п. енергоресурсів. Причому з них: 54 % мазуту, 42 % теплової енергії, 4% природного газу. За підсумками року відхилення від планової витрати склало: за мазутом +40т; теплом +50ГДж; газом + $0,1 \cdot 10^3 \text{ м}^3$. Розрахуйте фактичну витрату всіх енергоресурсів, а також річне енергоспоживання підприємством в умовному паливі.

Завдання 1.3

Зіставте затрати в натуральних одиницях двох видів палива (газу і мазуту) для ТЕЦ, електрична потужність якої 10МВт, а теплова, що передається у тепломережу як гаряча вода, 67ГДж/рік.

Завдання 1.4

Підприємство споживає $12 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{рік}$ природного газу, $7 \cdot 10^7 \text{ кВт}\cdot\text{год/рік}$ електричної енергії та 40тис. Гкал/рік теплової. Розрахуйте енергобаланс підприємства і процентну частку кожного енергоносія у ньому.

Завдання 1.5

Підприємство споживає $40 \cdot 10^6$ т/рік. ТЕЦ підприємства, що працює на мазуті, виробляє $5 \cdot 10^7$ Гкал/рік теплової енергії і 10^7 кВт·год/рік електричної енергії при вказаних на діаграмі (Додаток) питомих витратах умовного палива.

Визначте витрату палива, що використовується на технологію.

Завдання 1.6

Підприємство споживає на рік 900 тис. м³ природного газу, теплотворна здатність якого 8200 ккал/м³, 7 тис. Гкал теплової енергії і 1,5 млн. кВт·год електричної енергії. Визначте, чи підлягає підприємство обов'язковим енергетичним обстеженням згідно закону «Про енергозбереження».

Завдання 1.7

Підприємство споживає з енергосистеми 10 млн. кВт·год/рік електроенергії. Питома витрата умовного палива на вироблення 1 кВт·год в енергосистемі складає 340 г у.п./кВт·год.

Визначіть витрату природного газу ($Q_n^p = 7950$ ккал/м³) в енергосистемі на вироблення споживаної підприємством електроенергії і кількість енергії (в умовному паливі), що має у своєму розпорядженні підприємство.

Завдання 1.8

Визначте коефіцієнти перерахунку і побудуйте діаграму для перерахунку одиниць енергії, аналогічно Додаток, якщо замість мазуту взято вугілля з $Q_n^p = 4400$ ккал/кг; якщо на діаграмі у вершині, де вказані ГДж, розташувати дрова $Q_n^p = 2500$ ккал/кг.

Завдання 1.9

Розрахуйте частку кожного із споживаних енергоресурсів у паливно-енергетичному балансі підприємства, якщо відоме річне споживання електроенергії $E = 97,5 \cdot 10^6$ кВт·год, природного газу $G = 1,85 \cdot 10^6$ м³, дизельного палива $D = 2,6 \cdot 10^6$ л, мазуту $M = 85,8 \cdot 10^6$ л, зрідженого газу $G_f = 0,3 \cdot 10^6$ кг, коксу $K = 3 \cdot 10^6$ кг.

Завдання 1.10

В умовах задачі 1.9 проаналізуйте фінансову доцільність використання єдиного енергоносія, якщо відомі тарифи: $e = 0,50$ грн/кВт·год, $g = 560$ грн/1000 м³, $d = 4,5$ грн/л, $m = 350$ грн/т, $g_f = 700$ грн/кг, $k = 180$ грн/кг.

Завдання 1.11

Підприємство споживає з енергосистеми 30 млн. кВт·год/рік електроенергії. Питома витрата умовного палива на вироблення 1 кВт·год в енергосистемі складає 340 г у.п./кВт·год. Розрахуйте витрату вугілля ($Q_n^p = 4500$ ккал/кг) в

енергосистемі на вироблення споживаної підприємством електроенергії і кількість енергії (в умовному паливі), що має на рік підприємство.

Завдання 1.12

Зіставте затрати у натуральних одиницях двох видів палива (вугілля і газу) для ТЕЦ, електрична потужність якої 10МВт, а теплова, що передається в тепломережу у вигляді гарячої води, 67ГДж/рік. Розрахуйте питому вартість однієї кВт·год у цих двох випадках.

Завдання 1.13

Визначте частку кожного зі споживаних енергоресурсів у паливно-енергетичному балансі підприємства, якщо річне споживання електроенергії $E = 230 \cdot 10^6$ кВт·год, природного газу $G = 4,80 \cdot 10^6$ м³, дизельного палива $D = 3,6 \cdot 10^6$ л, мазуту $M = 185,0 \cdot 10^6$ л, зрідженого газу $G_f = 1,3 \cdot 10^6$ кг, коксу $K = 2,8 \cdot 10^6$ кг.

Завдання 1.14

В умовах задачі 1.4 проаналізуйте фінансову доцільність використання одного з енергоносіїв, якщо відомі тарифи: $e = 0,50$ грн/кВт·год, $g = 560$ грн/1000 м³, $d = 4,5$ грн/л, $m = 350$ грн/т, $g_f = 700$ грн/кг, $k = 180$ грн/кг.

Завдання 1.15

Підприємство виробляє для власних потреб 70млн.кВт·год./рік електроенергії. Питома витрата умовного палива на вироблення 1кВт·год у підприємстві рівна 400г у.п./кВт·год. Розрахуйте витрату вугілля ($Q_n^p = 5500$ ккал/кг) на вироблення споживаної підприємством електроенергії а також потенціал енергозбереження, якщо нормативна витрата умовного палива на вироблення 1 кВт·год. складає 320г у.п./кВт·год.

Завдання 1.16

Підприємство споживає $80 \cdot 10^5$ тонн мазуту в рік. ТЕЦ підприємства, що працює на мазуті, виробляє $50 \cdot 10^5$ Гкал/рік теплової енергії і 10^5 кВт·год електричній енергії в рік при вказаних на діаграмі (Додаток) питомих витратах умовного палива.

Визначіть витрату палива, що використовується на технологію та розрахуйте теоретичний потенціал енергозбереження.

Завдання 1.17

Визначте в умовному паливі частку кожного з енергоресурсів у паливно-енергетичному балансі підприємства, якщо відоме річне споживання електроенергії $E = 10^7$ кВт·год, природного газу $G = 3 \cdot 10^6$ м³, дизельного палива $D = 1,6 \cdot 10^6$ л, мазуту $M = 74,8 \cdot 10^6$ л, зрідженого газу $G_f = 1,3 \cdot 10^6$ кг, коксу $K = 8 \cdot 10^3$ т.

Завдання 1.18

Підприємство споживає з енергосистеми $4 \cdot 10^7$ кВт·год/рік електроенергії. Питома витрата умовного палива на вироблення 1кВт·год в енергосистемі

складає 380г у.п./кВт·год. Розрахуйте витрату вугілля ($Q_n^p = 2500$ ккал/кг) в енергосистемі на вироблення споживаної підприємством електроенергії і енергію (в умовному паливі), що має у своєму розпорядженні підприємство.

Завдання 1.19

Підприємство планує отримати за рік від зовнішнього джерела 578,4т у.п. енергоресурсів. Зокрема: 24% мазуту, 62% теплової енергії, 14% природного газу. За підсумками року відхилення від планової витрати склало: мазуту +140т; тепла +60 ГДж; газу + $3 \cdot 10^3$ м³. Розрахуйте фактичну витрату енергоресурсів, а також річне енергоспоживання підприємством в умовному паливі.

Завдання 1.20

Підприємство виробляє для власних потреб $1,7 \cdot 10^8$ кВт·год./рік електроенергії. Питома витрата умовного палива на вироблення 1кВт·год на підприємстві становить 450г у.п./кВт·год. Розрахуйте витрату вугілля ($Q_n^p = 4500$ ккал/кг) на вироблення споживаної підприємством електроенергії а також потенціал енергозбереження, якщо нормативна витрата умовного палива на вироблення 1 кВт·год складає 320 г у.п./кВт·год.

ЛІТЕРАТУРА

1. Данилов О. Л. Энергосбережение в энергетике и технологиях : учебное пособие. 4.1/ Под ред. А. Б. Гаряева. М. : Издательство МЭИ, 2003.

ЗАНЯТТЯ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПОТЕНЦІАЛУ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В КОТЕЛЬНИХ ПРИ ПІДВИЩЕННІ ЇХ ККД ШЛЯХОМ ЗНИЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ ВИХІДНИХ ГАЗІВ АБО УТИЛІЗАЦІЄЮ ТЕПЛОТИ ВОДИ ПРОДУВКИ

Заходи з енергозбереження у промислових котельнях дуже різноманітні. Серед них підвищення ККД котлоагрегатів завдяки зниженню температури вихідних газів, *використання тепла продувної води*, раціональне зниження тиску пари від тиску в барабані котла до тиску, необхідного в технологічних апаратах, раціональний розподіл навантаження між декількома котлоагрегатами, що працюють паралельно, тощо.

При розгляді заходів щодо економії теплової енергії і палива найбільш пріоритетними є такі, застосування яких дозволяє не тільки забезпечити значну економію, але і підвищує продуктивність і надійність теплотехнічних установок.

Нагадаємо деякі основні положення з теплотехніки котлоагрегатів.

Коефіцієнт корисної дії котла характеризує ступінь досконалості процесу перетворення хімічної енергії палива в теплову енергію пари, що виробляється, або гарячої води.

ККД бруто характеризує використання енергії палива в котлоагрегаті і є відношенням виробленого тепла до затраченого:

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = \frac{Q_{\text{пов}}}{Q_{\text{затр}}} \cdot 100\% = 100\% - \Sigma q, \quad (2.1)$$

Σq – сума питомих (на одиницю маси або об'єму палива) втрат тепла з відхідними газами, **від хімічної і механічної неповноти згорання палива і втрати в навколишнє середовище, %**.

Теплові втрати з відхідними газами q_t можна оцінити за формулою

$$q_t = \frac{t_{\text{вх}} - t_{\text{в}}}{t_{\text{max}}} [c' + (h - 1) \cdot n \cdot k] \cdot (100 - q_3), \quad (2.2)$$

$$h = \frac{RO_2^{\text{max}}}{CO_2 + CO + CH_4}, \quad (2.3)$$

q_3 – теплові втрати від механічної неповноти згорання палива, %; $t_{\text{вх}}$, $t_{\text{в}}$, t_{max} – температури відхідних газів, повітря, що подається в котельний агрегат, максимальна температура димових газів °C, відповідно; c' і k – корегуючі коефіцієнти, що показують відношення середніх питомих теплоємностей розбавлених і нерозбавлених повітрям димових газів в інтервалі температур від 0 до $t_{\text{вх}}$ до середніх питомих теплоємностей в інтервалі від 0 до t_{max} ; n – коефіцієнт, що показує відношення середньої питомої теплоємності повітря в інтервалі температур від 0 до $t_{\text{вх}}$ до середньої питомої теплоємності нерозбавлених повітрям димових газів в інтервалі від 0 до t_{max} ; RO_2 – сумарна концентрація триатомних газів (значення RO_2^{max} для основних видів первинних енергоресурсів наведені у **Додатку 4**).

Теплові втрати від хімічної неповноти згорання палива q_2 можна оцінити за спрощеною формулою:

$$q_2 = \frac{Q_{i,\text{сг}}^{\text{д}} h}{P} \cdot 100\%, \quad (2.4)$$

$Q_{\text{н.зг}}^{\text{р}}$ – нижча теплота згорання 1 м³ сухих продуктів згорання (вираховується за даними аналізу), кДж/м³;

$$Q_{i,\text{сг}}^{\text{д}} = 30,2 \cdot CO + 25,8 \cdot H + 85,5 \cdot CH_4; \quad (2.5)$$

P – нижча теплота згорання робочої маси палива, віднесена до об'єму сухих продуктів згорання, кДж/м³. Орієнтовні значення P основних видів первинних енергоресурсів наведені у **Додатку 3**.

ККД брутто можна також визначити інакше:

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = \frac{D \cdot (h_{\text{п}} - h_{\text{жв}}) + Q_{\text{пр}}}{B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \cdot 100\%, \quad (2.6)$$

D – паропродуктивність котельного агрегату, кг/год; $h_{\text{п}}$, $h_{\text{жв}}$ – ентальпія пари і живильної води, кДж/кг; $Q_{\text{пр}}$ – **утилізована теплова енергія продувної води**, кДж/год; B , $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – витрата, кг/год, і теплотворна здатність палива, кДж/кг.

ККД нетто враховує витрати пари на власні потреби:

$$\eta_{ка}^{нт} = \frac{(D - D_{вп}) \cdot (h_n - h_{жсв}) + Q_{пр}}{B \cdot Q_n^p} \cdot 100\%, \quad (2.7)$$

$D_{вп}$ – витрата пари на власні потреби, кг/год.

Кількість утилізованого тепла води продувки, дається виразом

$$Q_{пр} = \varphi \cdot G_{пр} \cdot (h_{кв} - h_{нв}). \quad (2.8)$$

Коефіцієнт використання теплової енергії води продувки:

$$\varphi = \frac{\beta h_{сн} - h_{нв} + (1 - \beta) \cdot (h_{св} - h_{ск})}{h_{кв} - h_{нв}} \quad (2.9)$$

Частка пари, що виділяється у сепараторі,

$$\beta = \frac{D_{сн}}{G_{пр}} = \frac{h_{кв} - h_{св}}{h_{сн} - h_{св}}, \quad (2.10)$$

$h_{кв}$, $h_{нв}$, $h_{св}$, $h_{сн}$, $h_{ск}$ – ентальпія котельної та початкової (тієї, що подається в котельню до ХВО) води, сепарованих води і пари та води, що скидається після ТО, кДж/кг.

Безперервне або періодичне продування барабанних котлів застосовується для отримання пари заданих параметрів **при обмеженнях на концентрацію солей, розчинених у котельній воді**, при цьому частина котельної води замінюється живильною водою. З водою продувки видаляється тепло, для отримання якого витрачено відповідна кількість палива $\Delta B_{пр}$. Цю величину розрахуємо зі співвідношення

$$Q_{пр} = G_{пр} \cdot (h_{кв} - h_{нв}) = p_n \cdot D \cdot (h_{кв} - h_{нв}) = \Delta B_{пр} \cdot \eta_{ка}^{бр} \cdot Q_n^2 \quad (2.11)$$

Звідси знаходимо втрати палива без використання теплової енергії продувочної води впродовж часу експлуатації котла τ

$$\Delta B_{пр} = \frac{p_n \cdot D \cdot (h_{кв} - h_{нв})}{Q_n^p \cdot \eta_{ка}^{бр}}, \quad (2.11a)$$

p_n – величина продувки у відсотках від паропроодуктивності, її визначаємо як

$$p_n = \frac{S_x \cdot \Pi_x}{S_{кв} - S_x} \cdot 100\%, \quad (2.12)$$

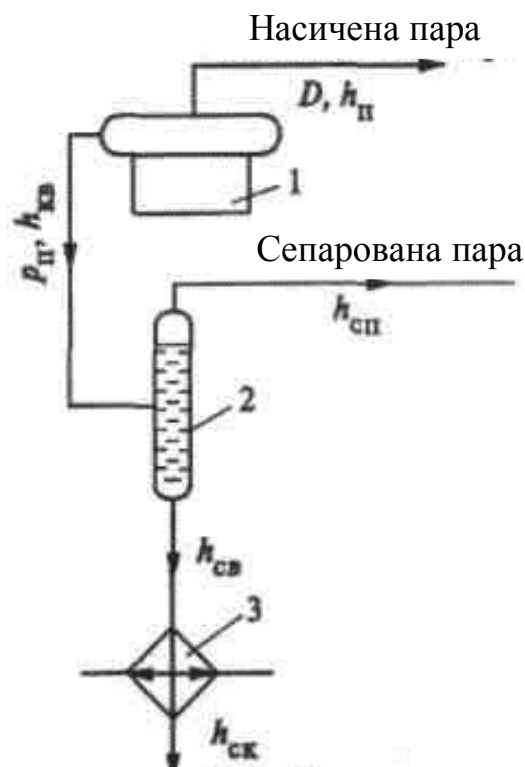


Рис. 2.1. Схема безперервної продувки котла. 1 – паровий котел; 2- паросепаратор; 3 – теплообмінник утилізатор.

S_x – сухий залишок хімічно очищеної води, мг/кг; Π_x – сумарні втрати пари і конденсату в частках паропродуктивності котельної; $S_{кв}$ – розрахунковий сухий залишок котельної води, мг/кг (нормується, див. *Додаток 2*).

Якщо для утилізації тепла безперервної продувки застосовують сепаратор і теплообмінник (рис. 1), то економія палива у кг (з урахуванням википання частини продувки) визначається за формулою:

$$\Delta B_{пр} = \frac{D \cdot p_n [\beta \cdot (h_{cn} - h_{nb}) + (1 - \beta) \cdot (h_{св} - h_{ck})]}{Q_n^p \cdot \eta_{ка}^{бр}} \cdot \tau, \quad (2.13)$$

Значну економію палива можна отримати при заміщенні пари, отриманої від *власної котельної*, парою, що відпускається з ТЕЦ.

При цьому необхідно враховувати ККД мереж подачі тепла від централізованого джерела та те, що не все тепло, яке генерується котлом затрачається на теплові відбори, а лише його частка у:

$$\Delta B' = 34.13 \cdot Q \cdot \left(\frac{1}{\eta_{МК}} - \frac{y}{\eta_{кт} \cdot \eta_{тм}} \right), \quad (2.14)$$

Q – витрата теплової енергії у вигляді пари, ГДж; $\eta_{МК}$, $\eta_{кт}$, $\eta_{тм}$ – ККД місцевої котельної, котельної ТЕЦ, теплових мереж, відповідно y – частка витрати тепла на теплофікацію ($y \sim 0,42-0,82$).

$$y = \frac{Q_{відб}}{Q_{ТЕЦ}}, \quad (2.15)$$

$Q_{відб}$, $Q_{ТЕЦ}$ – розрахункове теплове навантаження відборів теплофікаційних турбін та ТЕЦ.

З формули (2.15) випливає, що вигідно використовувати централізоване теплопостачання лише у випадку, коли

$$\eta_{кт} \cdot \eta_{тм} > y \cdot \eta_{МК}. \quad (2.15)$$

Наприклад, при $\eta_{кт} = 0.85$, $\eta_{тм} = 0.6$, $y = 0.65$, $\eta_{МК}$ повинен бути меншим від 0.78 , щоб було вигідно використовувати теплоцентраль.

Приклади розв'язку завдань

Приклад 2.1

Визначіть річні сумарні втрати умовного палива без використання теплової енергії продувочної води в котельній. Паропродуктивність котельної $D_k = 48 \text{ т/год.}$, тиск насиченої пари $P_{п} = 1,3 \text{ МПа}$, температура води, що поступає в котельню $t_{вв} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, річний час використання паропродуктивності котельної $\tau = 6500 \text{ год.}$, $\eta_{ка}^{бр} = 0,73$. Сухий залишок хімічно очищеної води $S_x = 515 \text{ мг/кг}$, сумарні втрати пари і конденсату в частках від паропродуктивності котельної $\Pi_k = 0,41$. Сепараторами пари використовують внутрішні барабанні циклони.

Аналіз

Розрахунковий (див. Дод.1) сухий залишок котельної води $S_{\text{КВ}}=4000$ мг/кг і за (2.12) визначаємо частку (від паропроодуктивності) продувки $p_{\text{п}}$:

$$p_{\text{п}} = \frac{515 \cdot 0,41}{4000 - 515} \cdot 100\% = 6,06 \%$$

З таблиць властивостей насиченої водяної пари знаходимо ентальпію при $P_{\text{п}} = 1,3$ МПа: $h_{\text{п}} = 814,7$ кДж/кг.

Річні втрати умовного палива без використання теплової енергії продувки за (2.11а) складають:

$$\Delta B = \frac{48 \cdot 6500 \cdot 6,059 \cdot (814,7 - 10 \cdot 4,19)}{100 \cdot 29,33 \cdot 10^3 \cdot 0,73} = 682,3 \text{ т у.п. /рік.}$$

Відповідь

Річні втрати умовного палива без використання теплової енергії продувки складають 682,3 т у.п. /рік.

Приклад 2.2

Оцініть середньорічну економію палива у діючій промисловій котельні, теплопродуктивність якої $Q = 240$ ГДж/год, завдяки зниженню температури відхідних газів $t_{\text{вих}}$, з 190 до 140 °С. Паливо – мазут ($Q_{\text{н}}^p = 39,8$ МДж/кг), паливо спалюється при $q_4 = 0$, температура повітря, що подається в котельний агрегат, $t_{\text{п}}=20$ °С, максимальна температура димових газів $t_{\text{max}} = 2060$ °С, $c' = 0,83$, $k = 0,78$, і $n = 0,9$. Склад продуктів згорання мазуту: $CO_2 = 9,6\%$, $CO = 0,8\%$, $CH_4 = 0,05\%$, $H_2 = 0,06\%$. Річна кількість годин використання котельної $\tau = 4200$ год.

Аналіз

За Додатком 4

Вид палива	P , кДж/кг	RO_2^{max}
Мазут	4061,4	16,5

Тоді
$$h = \frac{16,5}{9,6 + 0,8 + 0,05} = 1,58.$$

Величина втрат q_1 визначається за формулою (2.2) і складає при температурі відхідних газів $t_{\text{вих}}' = 190$ °С:

$$q_1' = \frac{190 - 20}{2060} [0,83 + (1,58 - 1) \cdot 0,9 \cdot 0,78] \cdot 100 = 10,23\%$$

Те ж при $t_{\text{вих}}'' = 140$ °С:

$$q_1'' = \frac{140 - 20}{2060} [0,83 + (1,58 - 1) \cdot 0,9 \cdot 0,78] \cdot 100 = 7,22\%.$$

Нижча теплота згорання $l \text{ м}^3$ сухих продуктів згорання визначається за (2.5) і рівна:

$$Q_{\text{н.ст}}^p = [30,2 \cdot 0,8 + 25,8 \cdot 0,06 + 85,5 \cdot 0,05] \cdot 4,19 = 29,98 \text{ кДж/м}^3.$$

Теплові втрати від хімічної неповноти згорання палива q_2 оцінюються за формулою (2.4):

$$q_2 = \frac{29,98 \cdot 1,58}{4061,4} \cdot 100 \% = 1,17\%.$$

Виходячи з визначення ККД бруто

$$\text{при } t'_{\text{вих}} = 190^\circ\text{C} \quad \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}'} = 100\% - \sum_1^4 q = 100 - 10,23 - 1,17 - 1,5 = 87\%;$$

$$\text{при } t''_{\text{вих}} = 140^\circ\text{C} \quad \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}''} = 100\% - \sum_1^4 q = 100 - 7,22 - 1,17 - 1,5 = 90\%.$$

Згідно (2.6) визначимо річну економію палива завдяки зниженню температури відхідних газів, а отже, і зміну ККД бруто котельної:

$$\begin{aligned} \Delta B &= \frac{D(h_n - h_{\text{нв}})}{Q_n^p} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}'}} - \frac{1}{\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}''}} \right) = \frac{Q_\tau}{Q_v^\pi} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}'}} - \frac{1}{\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}''}} \right) = \frac{240 \cdot 10^3 \cdot 4200}{39,8} \cdot \left(\frac{1}{87} - \frac{1}{90} \right) = \\ &= 9596 \text{ т мазуту.} \end{aligned}$$

В умовному паливі річна економія енергії складає

$$\Delta B = \frac{240 \cdot 10^3 \cdot 4200}{29,33} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\hat{e}\hat{a}}^{\hat{a}\delta'}} - \frac{1}{\eta_{\hat{e}\hat{a}}^{\hat{a}\delta''}} \right) = 13025 \text{ т у.п.}$$

Відповідь

Виразена в умовному паливі річна економія енергії становить 13025 т.

ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

Завдання 2.1

У тепловій схемі ТЕЦ для використання теплової енергії безперервної продукції котла встановлений сепаратор і теплообмінник. Оцініть річну економію умовного палива від використання теплової енергії продувної води. Паропродуктивність $D_k = 50$ т/год, тиск насиченої пари $P_n = 4$ МПа, температура води, що поступає в котельню $t_m = 15$ °С, річний час використання ТЕЦ $\tau = 5000$ ч, сухий залишок хімічно очищеної води $S_x = 400$ мг/кг, сумарні втрати пари і конденсату в частках паропродуктивності котельної $\Pi_k = 0,32$. Котел має двоступеневу схему випаровування з виносним циклоном $\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 0,81$. Ентальпія сепарованої пари $h_{\text{св}} = 2700$ кДж/кг, температура сепарованої води $t_{\text{ст}} = 60$ °С.

Завдання 2.2

Оцініть економію умовного палива при заміщенні пари власної котельні, парюю, що відпускається з ТЕЦ. Теплове навантаження, яке заміщається, 30 ГДж/год., розрахункове теплове навантаження теплофікаційних відборів турбіни 6 МВт, розрахункове теплове навантаження ТЕЦ 67 ГДж/год. ККД місцевої котельної 70 %, котельної ТЕЦ 85 %, теплових мереж 95 %.

Завдання 2.3

Визначте економію теплової енергії при поверненні конденсату з опалювання механіко-складального корпусу, де використовується 1700 кг/год. насиченої пари з тиском $P_1=1,5$ ата. Тривалість опалювання 470 годин.

Завдання 2.4

Визначте економію теплової енергії при використанні тепла продувної води для умов. Встановлено три котли ДКВР 6,5–13 загальною паропродуктивністю $D_k = 27$ т/год., пара насичена, сухий залишок хімічно очищеної води $S_x = 525$ мг/кг, сумарні втрати пари і конденсату в частках паропродуктивності котельні $\Pi_k = 0,36$, розрахунковий сухий залишок котлової води $S_{кв} = 3$ г/кг.

Завдання 2.5

З димаря промислової котельні викидаються димові гази з температурою 200°C. Запропонуйте для підвищення енергетичної ефективності котельні енергозберігаючу схему. Оцініть можливий потенціал енергозбереження.

Завдання 2.6

Запропонуйте енергозберігаючу схему для підвищення енергетичної ефективності промислової котельні, що має закриту систему збору конденсату. Оцініть можливий технічний потенціал енергозбереження.

Завдання 2.7

Запропонуйте енергозберігаючу схему застосування парових ежекторів для утилізації теплоти конденсату на промислових підприємствах. Оцініть можливий потенціал енергозбереження.

Завдання 2.8

Визначте економію умовного палива при зменшенні температури відхідних газів, від 190 до 130 °С для котла, що працює на природному газі за умов: теплопродуктивність котельні 50 МВт, ККД котла бруто $\eta_{кбр} = 79$ %, $q_3 = 2,1$ %, об'єм димових газів $V_{yx}=11,2$ м³/год., питома теплоємність димових газів $C_{вх} = 1,34$ кДж/кг·К.

Завдання 2.9

Обчисліть ККД котельного агрегату бруто при початкових даних: теплопродуктивність котельні 200 ГДж/год., річне число годин роботи котельні 3500год., паливо – природний газ ($Q_n^p = 35,7$ МДж/кг), річна витрата палива 3000т.

Завдання 2.10

Оцініть річну економію умовного палива при підвищенні ККД котельні, що працює на мазуті. Навантаження котла 0,3 кг/с, тиск в барабані котла 1,2 МПа. ККД бруто котельного агрегату в результаті заходів з енергозбереження збільшився від 0,77 до 0,89.

Завдання 2.11

На підприємстві є пароводяний підігрівник для нагрівання $q = 20$ кг/с води від температури $t_1 = 30$ °С до температури $t_2 = 80$ °С, розрахований на використання пари з тиском $P_0 = 7.5 \times 10^4$ Па. Підприємство *не має пари* таких параметрів і тому там користуються паром з тиском $P = 5.0 \times 10^5$ Па. Розрахувати характеристики нагріву води в проектному та фактичному режимах, а також втрати від непроєктної експлуатації підігрівника і у такий спосіб потенціал енергозбереження. Втратами тепла в оточення знехтувати.

Завдання 2.12

Задано трубопровід з внутрішнім радіусом $r_1 = 150$ і зовнішнім $r_2 = 154$ мм. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби $\lambda = 380$ Вт/м·К. По трубі подається насичена волога пара з температурою 120 °С. Труба знаходиться у коробі з температурою 35 °С, а коефіцієнти тепловіддачі на її внутрішній та зовнішній поверхнях рівні, відповідно, $\alpha_1 = 10^4$ Вт/м²·К та $\alpha_2 = 15$ Вт/м²·К. Для зменшення тепловіддачі від труби вирішили використати шар теплоізоляції з теплопровідністю $\lambda_i = 0.15$ Вт/м·К. Розрахувати економічну товщину ізоляції та економію тепла з кожного погонного метра труби.

Завдання 2.13

На ТЕЦ для використання теплової енергії безперервної продувки котла встановлений сепаратор і теплообмінник. Оцініть технічний потенціал енергозбереження завдяки використанню тепла води продувки. Задано, що:

Паропродуктивність котла $D_k = 40$ т/год, тиск насиченої пари $P_n = 3.5$ МПа, температура води, що поступає в котельню $t_m = 25$ °С, річний час використання ТЕЦ $\tau = 600$ год., сухий залишок хімічно очищеної води $S_x = 350$ мг/кг, сумарні втрати теплоносія в частках паропродуктивності котельної $P_k = 0.40$. ККД бруто котла $\eta_{ка}^{бр} = 0.81$. Ентальпія сепарованої пари $h_{св} = 2700$ кДж/кг, температура сепарованої води $t_{сп} = 60$ °С. Нарисуйте схему системи безперервної продувки з утилізаційним ТО.

Завдання 2.14

Оцініть технічний потенціал енергозбереження в умовному паливі при підвищенні ККД котельні, що працює на вугіллі. Навантаження котла 0,3 кг/с, тиск в барабані котла 1,5 МПа. ККД бруто котельного агрегату завдяки заходів з енергозбереження збільшився від 0,80 до 0,87.

Завдання 2.15

Обчисліть ККД бруто котельного агрегату та його теоретичний потенціал енергозбереження. Котел працює при умовах:

теплопродуктивність котельні 350 ГДж/год.; річний час роботи котельні 3000год.; паливо - мазут ($Q_n^p = 25,8$ МДж/кг), річна витрата 3900т.

Завдання 2.16

Визначте теоретичний потенціал енергозбереження для котла який має температуру відхідних газів 190°C і працює на природному газі.

Теплопродуктивність котельні 50 МВт, ККД котла брутто $\eta_{бр} = 82 \%$, $q_{зг} = 2,1\%$, об'єм димових газів $V_{вх} = 11,2$ м³/год., питома теплоємність димових газів $C_{вх} = 1,34$ кДж/кг·К.

Завдання 2.17

Визначте технічний потенціал енергозбереження при опалюванні заводського корпусу де використовується 2700 кг/год. насиченої пари з тиском $P_1 = 1,8$ бар, якщо коефіцієнт повернення теплоносія 0.87. Тривалість опалювального періоду 3400 годин.

Завдання 2.18

Оцініть технічний потенціал енергозбереження в умовному паливі при заміщенні пари власної котельні, парою, що відпускається з ТЕЦ. Теплове навантаження, що заміщається, 30 ГДж/год., теплове навантаження теплофікаційних відборів турбіни 6 МВт, теплове навантаження ТЕЦ 67 ГДж/год. ККД місцевої котельної 70 %, котельної ТЕЦ 88 %, теплових мереж 90 %.

Завдання 2.19

Розрахуйте теоретичний потенціал енергозбереження котельні з ККД брутто котла 0.75% в умовному паливі.

Теплопродуктивність котельні 230 ГДж/год., відпрацьований час 3000год./рік, паливо - мазут ($Q_n^p = 28,7$ МДж/кг), річна витрата палива 3700т.

Завдання 2.20

На підприємстві є пароводяний підігрівник для нагрівання $q = 30$ кг/с води від температури $t_1 = 25^\circ\text{C}$ до температури $t_2 = 95^\circ\text{C}$, розрахований на використання пари з тиском $P_0 = 5.5 \times 10^4$ Па. Підприємство користуються парою з тиском $P = 9.0 \times 10^4$ Па. Розрахувати технічний потенціал енергозбереження при використанні нормативного підігрівача. Втратами тепла в оточення знехтувати.

ЛІТЕРАТУРА

1. Мхитарян Н.. Энергосберегающие технологии в жилищном и гражданском строительстве. Киев : Наукова думка, 2000. 413 с.
2. 2. Данилов О. Л. Энергосбережение в энергетике и технологиях : учебное пособие. 4.1/ Под ред. А. Б. Гаряева. М. : Издательство МЭИ, 2003.

ЗАНЯТТЯ 3. ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В СИСТЕМАХ РОЗПОДІЛУ ПАРИ ТА ГАРЯЧОЇ ВОДИ

Заходи щодо енергозбереження при розподілі і транспортуванні енергоносіїв мають декілька напрямів:

- зниження прямих витоків пари і води;
- зниження теплових втрат теплопроводів завдяки їх ізоляції;
- оптимізація гідравлічного опору при транспортуванні енергоносіїв.

Тут розглядаються, приклади і завдання, що стосуються оцінки втрат енергії через витoki і незадовільну ізоляцію ділянок теплопроводів.

Нагадаємо основні співвідношення, що використовуються при оцінці втрат енергії в системах транспорту енергоносіїв (пари та гарячої води).

Кількість тепла (Вт; ккал/год), що передається навколишньому середовищу нагрітою поверхнею трубопроводу, розраховують за формулою

$$Q_{\text{тр}} = \pi \cdot d \cdot \alpha \cdot (t_3 - t_n) \cdot L, \quad (3.1)$$

t_3, t_n - середні температури зовнішньої поверхні та повітря, °С; d, L - діаметр і довжина трубопроводу, м; α - сумарний коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м²·К, (ккал/м²·год·°С).

Для нагрітих плоских поверхонь:

$$Q_{\text{тр}} = \alpha \cdot (t_3 - t_n) \cdot S, \quad (3.2)$$

S - площа поверхні, м².

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі враховує тепловіддачу конвекцією α_k і випромінюванням $\alpha_{\text{пр}}$. Для розрахунку першого з них використовують залежності виду $\text{Nu} = f(\text{Re} \dots)$ або $\text{Nu} = f(\text{Gr}, \text{Pr})$.

Приблизно для об'єктів та приміщень, що знаходяться на відкритому повітрі, α_k (Вт/м²·К) можна оцінити так:

$$\alpha_k = 10 + 6 \cdot \sqrt{w}, \quad (3.3a)$$

w - швидкість вітру, м/с.

Для трубопроводів з діаметром до 2 м, розташованих у приміщеннях,

$$\alpha_k = 8,1 + 0,045(t_3 - t_n). \quad (3.3b)$$

Променевий теплообмін між поверхнею технологічного обладнання і навколишнім простором визначається рівнянням:

$$\alpha_{\text{пр}} = \varepsilon_{\text{н}} \tilde{\alpha}_0 \left[\frac{\left(\frac{t_{\text{с}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{\text{н}}}{100} \right)^4}{t_{\text{с}} - t_{\text{н}}} \right], \quad (3.4)$$

$\varepsilon_{\text{н}}$ - приведений ступінь чорноти системи; c_0 - коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, $c_0 = 5,7$ Вт/м²·К⁴; t_3 и t_n - абсолютні температури зовнішніх стінок обладнання та стін, t_n - температура оточення. Втрати теплоти, Вт/м, (ккал/м·год), неізольованої труби у ґрунті визначають за формулою

$$Q_i = \frac{2\pi \cdot (t_{\zeta} - t_{\bar{a}\bar{d}}) \cdot \lambda_{\bar{a}\bar{d}}}{\ln(2a/r)}, \quad (3.5)$$

λ_{zp} – коефіцієнт теплопровідності ґрунту, Вт/м·°С, для вологих ґрунтів можна приймати $\lambda_{zp} = 1,5$; для ґрунтів середньої вологості $\lambda_{zp} = 1,15$ і для сухих ґрунтів $\lambda_{zp} = 0,5$; $t_{гр}$ – температура ґрунту °С; r - радіус поверхні труби, що торкається ґрунту, м; a -глибина закладання осі теплопроводу від поверхні землі, м.

Відомо, що постійно зволожена внаслідок адсорбції водяної пари з оточення ізоляція втрачає у 3–4 рази більше енергії, ніж суха, що має вологотривкий шар (див. **Додаток 2**).

Ізоляція типу мінеральної вати, що постійно зволожується потоком води, втрачає енергії більше, ніж повністю неізолірована поверхня, якщо температура поверхні труби більша від 100 °С.

При визначенні втрат теплоти важливо врахувати не лише загальну довжини неізоліованих труб, але і всі фланці та запірну арматуру.

За тепловими втратами фланець еквівалентний 0,8м неізоліованої труби, а вентиль або засувка - 1м. Можна вважати (див. **Додатки 6, 7**), що неізоліований фланець еквівалентний щодо втрат 8м, а вентиль або засувка – 10м ізоліованої труби.

Оскільки економія теплової енергії **зменшує фінансові витрати**, а ізоляційні роботи **збільшують** останні, то для конкретних умов слід обчислювати **оптимальну товщину ізоляції трубопроводів**. Для цього використовують приведені витрати, грн/м²

$$П = C_o + \frac{(t_{\zeta} - t_i) \cdot z_{\bar{d}\bar{d}} \cdot 24 \cdot m \cdot C_m}{R_o^{i\bar{d}} \cdot E_i}, \quad (3.6)$$

C_o – одноразові витрати; z_{mp} – тривалість роботи теплопроводу, діб; $m = 1,1$ коефіцієнт, що враховує інфляцію; C_m – вартість теплової енергії; R_o^{np} – приведений термічний опір, E_n – нормативний час амортизації (роки). Одноразові капітальні витрати, грн/м²,

$$C_o = 1,25 \cdot [(Ц+T) \cdot k + C_m]. \quad (3.7)$$

$Ц$ – оптова ціна конструкцій, грн/м²; T – вартість навантажувально-розвантажувальних робіт; $k = 1,03$ коефіцієнт, що враховує складські витрати; C_m - вартість монтажу.

Для оцінки економії теплової енергії у паропроводах і теплових мережах завдяки зниженню витоків визначають кількість пари, що втрачається, та її ентальпію.

Кількість пари, що потрапляє у навколишнє середовище через нещільність з паропроводів G_n (кг/год.), визначають за формулою

$$G_n = 2,3 \cdot s \cdot \varphi \cdot \sqrt{\rho \cdot P}, \quad (3.8)$$

s – площа отвору, мм^2 ; φ – коефіцієнт витрати пари через нещільність; можна в середньому прийняти $\varphi = 0,62$; ρ – щільність пари, $\text{кг}/\text{м}^3$; P – абсолютний тиск пари у паропроводі, $\text{МН}/\text{м}^2$; ($10 \text{ ата} = 1,1 \text{ МН}/\text{м}^2$).

Витрата пари $G_{\text{п}}$ ($\text{кг}/\text{год}$) в атмосферу через повний переріз труби

$$G_{\text{п}} = 3600 \cdot S_{\text{тр}} \cdot w \cdot \rho, \quad (3.9)$$

$S_{\text{тр}}$ – площа поперечного перетину труби, м^2 ; w – середня швидкість пари, $\text{м}/\text{с}$ (приймають для перегрітої пари $w = 50 \text{ м}/\text{с}$, для насиченої $w = 40 \text{ м}/\text{с}$).

Приклади розв'язку завдань

Приклад 3.1

Визначте економію тепла при ізоляції паропроводу $d_y = 108 \times 4$ довжиною 10 м , що працює безперервно впродовж року. Температура теплоносія $150 \text{ }^\circ\text{C}$. Паропровід прокладений у приміщенні з температурою $+25 \text{ }^\circ\text{C}$. Швидкість потоку повітря, що обдуває паропровід, $w = 2 \text{ м}/\text{с}$. Ізоляція забезпечує температуру на її поверхні $35 \text{ }^\circ\text{C}$.

Аналіз

Для обчислення втрат теплоти неізольованим трубопроводом знаходимо сумарний коефіцієнт тепловіддачі від трубопроводу до повітря:

$$\alpha = 10 + 6\sqrt{w} = 10 + 6\sqrt{2} = 18,5 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}.$$

Тоді тепловтрати неізольованим теплопроводом складуть:

$$Q_{\text{тр}} = \pi d \cdot \alpha \cdot (t_3 - t_{\text{в}}) \cdot L = 3,14 \cdot 0,108 \cdot 18,5 \cdot (150 - 25) \cdot 10 = 7842 \text{ Вт}.$$

Аналогічно для ізольованого паропроводу:

$$Q'_{\text{тр}} = \pi d \cdot \alpha' \cdot (t'_3 - t_{\text{в}}) \cdot L = 3,14 \cdot 0,108 \cdot 18,5 \cdot (35 - 25) \cdot 10 = 627 \text{ Вт}$$

Тоді економія тепла за рік складе

$$\Delta Q = (Q_{\text{тр}} - Q'_{\text{тр}}) \tau = (7842 - 627) \cdot 8760 = 63,2 \cdot 10^3 \text{ кВт} \cdot \text{год}.$$

Відповідь. Економія тепла завдяки ізоляції трубопроводу становить за рік $63,2 \cdot 10^3 \text{ кВт} \cdot \text{год}$.

Приклад 3.2

Порівняйте середньорічне зниження температури пари в кінці паропроводів, прокладених в цеху і поза ним на естакаді, що не мають зовнішньої гідроізоляції, при наступних даних.

Параметри перегрітої пари на вході в паропровід: P_1 – тиск; t_1 – температура; h_1 – ентальпія; v_1 – питомий об'єм; t_{s1} – температура насичення; c_p – питома теплоємність. Швидкість пари $w_{\text{п}}$.

Довжина паропроводу: l_1 – довжина паропроводу, прокладеного в цеху; l_2 – довжина паропроводу, прокладеного зовні цеху на естакаді. Діаметр паропроводу D .

Середньорічна кількість опадів $H_{\text{оп}}$, мм. Середньорічна швидкість вітру $w_{\text{в}}$. Середньорічні температури: $t_{\text{м}}$ – усередині цеху; $t_3 < 0 \text{ }^\circ\text{C}$ – поза цехом.

Термічний опір ізоляції R_{i3} .

У наближених розрахунках можна приймати температуру стінки всередині паропроводу, рівну температурі пари, а коефіцієнти конвективної тепловіддачі розраховувати за (3.3а) та (3.3б).

Для циліндричних поверхонь діаметром до 2 м, розташованих всередині приміщення

$$\alpha_n = 8,1 + 0,045 (t_{стн} - t_{вн}),$$

$t_{вн}$ – температура зовнішньої поверхні ізоляції.

Для циліндричних поверхонь діаметром до 2 м, розташованих зовні приміщення

$$\alpha_n = 10 + 6\sqrt{w_B}.$$

Аналіз

1 Розглядаємо паропровід, прокладений в цеху

1.1. Визначимо питомий тепловий потік з поверхні паропроводу q_1 .

Нехтуємо термічним опором металевої стінки паропроводу

$$q_1 = \frac{(t_1 - t_{\tilde{n}\hat{o}i})}{R_{з\zeta}}; \quad q_1 = \frac{(t_1 - t_{\hat{a}i})}{R_{з\zeta} + \frac{1}{\alpha_i}}; \quad \alpha_n = 8,1 + 0,045 (t_{стн} - t_{вн}).$$

Розв'язуючи спільно наведені вище рівняння, визначаємо q_1 – питомий тепловий потік з 1 м паропроводу.

1.2 Визначимо температуру пари в кінці паропроводу

Для цього розрахуємо загальну втрату тепла з паропроводу

$$Q_1 = q_1 F_1; \quad F_1 = \pi D l_1,$$

F_1 – площа поверхні паропроводу.

Розрахуємо G – витрату пари через паропровід

$$G = \frac{1}{g_1} w_{\Pi} \frac{\pi D^2}{4}, \quad Q_1 = G \cdot c_p \cdot (t_1 - t_{вих}).$$

Розв'язуючи спільно останні чотири рівняння, знайдемо $t_{вих}$ – температура пари на виході з паропроводу. Значення $t_{вих}$ порівнюємо з температурою насичення пари t_{s1} і робимо висновок про можливу конденсацію пари.

2 Розглядаємо паропровід, прокладений поза цехом

Оскільки паропровід прокладений поза цехом і не має гідроізоляції, то на його поверхню потраплятимуть і випаровуватимуться опади.

2.1 Визначимо кількість опадів, що потрапляють на поверхню паропроводу

Вважаємо, що опади потрапляють тільки на верхню половину паропроводу, отже, площа, на якій збираються осади, рівна:

$$F_{опад} = D l_2.$$

Об'єм опадів, що потрапили на паропровід

$$V_{опад} = F_{опад} \cdot H_{он}.$$

Середньорічна питома швидкість (на 1 м^2) випадання опадів:

$$U_{\text{пад}} = \frac{V_{\text{пад}} \cdot \rho_{\text{пад}}}{n \cdot 3600 \cdot F_{\text{пад}}},$$

$\rho_{\text{вод}}$ – щільність води, n – річне число годин роботи паропроводу.

2.2 Визначимо питомий тепловий потік з поверхні паропроводу q_2

При середньорічній температурі поза цехом $t_3 < 0$ °С опади будуть у вигляді снігу.

Тепловий потік з поверхні паропроводу складатиметься з теплового потоку за рахунок конвекції і сублімації з паропроводу.

$$q_2 = \frac{(t_1 - t_3)}{R_{\text{із}} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}} + U_{\text{опад}} r_{\text{субл}},$$

$r_{\text{субл}}$ – теплота сублімації льоду при температурі t_3

$$\alpha_{\text{н}} = 10 + 6\sqrt{w_{\text{в}}}.$$

Розв'язуючи сумісно останні два рівняння, визначаємо q_2 – питомий тепловий потік з 1 м^2 зовнішнього паропроводу.

2.3 Визначимо температуру пари в кінці паропроводу

Для цього розрахуємо загальну втрату тепла з паропроводу

$$Q_2 = q_2 F_2, \quad F_2 = \pi D l_2$$

F_2 – площа поверхні паропроводу.

Витрата пари в паропроводі

$$G = \frac{1}{g_1} w_{\text{п}} \frac{\pi D^2}{4}, \quad Q_1 = G \cdot c_p \cdot (t_1 - t_{\text{вих}}).$$

Розв'язуючи спільно останні чотири рівняння, знаходимо $t_{\text{вих}}$ – температуру пари на виході з паропроводу.

Отримане значення $t_{\text{вих}}$ порівнюємо з температурою насичення пари $t_{\text{с1}}$ і робимо висновок про можливу конденсацію пари.

Приклад 3.3

Оцініть годинну витрату насиченої водяної пари через нещільності у паропроводі при тиску $P_1 = 1,7\text{ ата}$, якщо сумарна площа отворів $S = 15\text{ мм}^2$.

Аналіз

Витоки пари за 1 год. складають

$$G_{\text{п}} = 2,3 S \varphi \sqrt{\rho P}.$$

При тиску насиченої водяної пари $P_1 = 1,7\text{ ата}$, $v = 1,07\text{ м}^3/\text{кг}$ (з таблиць насиченої водяної пари).

$$\text{Тиск пари в паропроводі } P = \frac{1,7 \cdot 1,1}{10} = 0,187 \text{ МПа}.$$

Тоді густина пари $\rho = \frac{1}{v}$.

Отже, $G_{\text{п}} = 2,3 \cdot 15 \cdot 0,67 \sqrt{\frac{1}{1,07} \cdot 0,187} = 9,66 \text{ кг/год.}$

Непродуктивні втрати енергії за рік складуть:

$$\Delta Q = G_{\text{п}} \cdot h_{\text{п}} \cdot \tau = 9,66 \cdot 644,5 \cdot 8760 = 54,5 \cdot 10^6 \text{ Дж.}$$

Витоки пари навіть через невелику нещільність протягом року призводять до значних втрат теплової енергії. Наприклад, витоки пари і води через отвір діаметром 1мм складають:

Абсолютний тиск, кгс/см ²	2	5	7	10	15
Витоки пари, кг/год.	0,6	1,4	1,9	2,7	4,1
Витоки пари, т/рік	5	12,2	17	24	35,5
Витоки води, кг/год.	4,5	7,1	8,4	10	12

ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

Завдання 3.1

Визначте теплові втрати з 10 м² неізольованої плоскої стінки завдовжки 20м та з 10м² неізольованої труби діаметром 100мм, якщо температура теплоносія 170°C, температура повітря +20°C і швидкість вітру $w = 3\text{ м/с}$ (пластина і труба омиваються повітрям в повздовжньому напрямку). Ступінь чорноти поверхні стінки і труби прийняти рівною 0,8.

Завдання 3.2

Розрахуйте втрати тепла за умовами попередньої задачі, якщо стінка має площу 25м², а швидкість вітру 2.5 м/с.

Завдання 3.3

Порівняйте річні втрати тепла за відсутності теплової ізоляції парового колектора діаметром 340мм і довжиною 3м, якщо він знаходиться: а) у приміщенні з температурою повітря +23 °С ; б) на відкритому повітрі при зовнішній температурі +23°C і швидкості вітру $w = 1\text{ м/с}$. Температура пари 190°C. Число годин роботи парового колектора 8500.

Завдання 3.4

Розрахуйте теоретичний потенціал енергозбереження з неізольованого паропроводу довжиною 200м, якщо він знаходиться на відкритому повітрі при зовнішній температурі - 10°C і швидкості вітру $w = 2\text{ м/с}$. Температура пари 180°C. Паровий колектор працює 5700 годин.

Завдання 3.5

Розрахуйте потужність втрат тепла при розриві паропроводу з $dy = 150\text{мм}$ при тиску насиченої пари 5бар.

Завдання 3.6

Визначте годинний витік пари через отвори в діапазоні $d = 0,3+5,0\text{ мм}$ при тиску в паропроводах $P = 1,5 - 5,0\text{ кгс/см}^2$.

Завдання 3.7

Визначте річну економію теплової енергії від ізоляції збірника конденсату. Температура конденсату $t_k = 95\text{ }^\circ\text{C}$. Температура на поверхні ізоляції $t_{iz} = 33\text{ }^\circ\text{C}$. Допустимі втрати тепла $q_{п} = 65\text{ ккал/м}^2\cdot\text{год}$. Поверхня ізоляції $H = 32\text{ м}^2$. Матеріал ізоляції – мати мінеральної вати на феноловій зв'язці. Температура навколишнього повітря $t_{пов} = +25\text{ }^\circ\text{C}$. Число годин роботи $\tau = 7200$.

Завдання 3.8

Розрахуйте річний потенціал енергозбереження збірника конденсату за умов: температура конденсату $t_k = 95\text{ }^\circ\text{C}$; Температура навколишнього повітря $t_{пов} = +15\text{ }^\circ\text{C}$; матеріал стінки Ст3, товщина 8мм, площа поверхні збірника 85 м^2 , число годин роботи $\tau = 6000$.

Завдання 3.9

Визначте річні втрати тепла теплопроводом діаметром 250мм і довжиною 100м, якщо на ньому розташовано п'ять одиниць неізольованої арматури і 15м з ущільненням основного шару ізоляції на 75% (див. додаток 2). Середньорічні температури усередині теплопроводу $400\text{ }^\circ\text{C}$, поверхні ізоляції $40\text{ }^\circ\text{C}$, а навколишнього середовища $+6\text{ }^\circ\text{C}$. Середньорічна швидкість вітру 3 м/с .

Завдання 3.10

Як зміняться втрати тепла у попередній задачі, коли діаметр теплопроводу 350мм, а ущільнення ізоляції 60% за відсутності вітру?

Завдання 3.11

Оцініть річні втрати тепла на 50м теплопроводу зовнішньої прокладки діаметром 800мм, що не має гідроізоляції і повністю поглинає атмосферні опади у вигляді дощу і снігу, якщо відомо час роботи 8500год, температура в середині теплопроводу рівна $151,1\text{ }^\circ\text{C}$, поверхні ізоляції $35\text{ }^\circ\text{C}$, навколишнього середовища $0\text{ }^\circ\text{C}$, річна норма опадів $h = 150\text{ мм}$, а середня швидкість вітру $3,0\text{ м/с}$. Ступінь чорноти ізоляції прийняти рівною 0,8. Оцініть частки втрат тепла через конвекцію, випромінювання і випаровування вологи.

Завдання 3.12

Для умов завдання 3.11 визначите товщину шару ізоляції з прошивних виробів з мінеральної вати марки 200, оптимальну і критичну товщину ізоляції, вибравши самостійно значення необхідних для розрахунку величин.

Завдання 3.13

Розрахуйте втрати тепла неізольованою трубою, прокладеною в сухому і вологому ґрунтах залежно від діаметру труби і глибини її закладання.

Завдання 3.14

У приміщенні, температура стін якого $t_{ст} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, прокладено 12 м неізолюваного паропроводу, зовнішній діаметр якого 350 мм, а температура поверхні $t_3 = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, ступінь чорноти металу $\varepsilon = 0,8$. Знайти річні теплові втрати за рахунок випромінювання і конвекції.

Завдання 3.15

Визначте втрати тепла від ділянки горизонтально розташованої труби і температуру води в кінці ділянки, якщо відомо: витрата води $G_B = 0,4\text{ кг/с}$, зовнішній діаметр труби $d = 0,15\text{ м}$, товщина стінки $\delta_{ст} = 1\text{ мм}$, довжина ділянки $L = 80\text{ м}$, коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{ст} = 56\text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, товщина шару ізоляції $\delta_T = 20$, коефіцієнт теплопровідності ізоляції $\lambda_{із} = 0,046\text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, мм. Температура води на початку ділянки $t_B = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$, а температура навколишнього середовища $t_{н.с.} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Завдання 3.16

Визначте теоретичний потенціал енергозбереження ділянки горизонтальної труби і температуру води в кінці ділянки, якщо: витрата води $G_B = 0,8\text{ кг/с}$, зовнішній діаметр труби $d = 0,5\text{ м}$, товщина стінки $\delta_{ст} = 6\text{ мм}$, довжина ділянки $L = 120\text{ м}$, коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{ст} = 62\text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Температура води на початку $t_B = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$, а зовнішня температура $t_3 = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Завдання 3.17

Визначте теоретичний потенціал енергозбереження завдяки ізоляції паропроводу $d_y = 100 \times 4$ довжиною 50м, що працює безперервно впродовж року. Температура теплоносія $180\text{ }^{\circ}\text{C}$. Паропровід прокладений у приміщенні з температурою $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Швидкість потоку повітря, що обдуває паропровід, $w = 3\text{ м/с}$. Ізоляція забезпечує температуру на її поверхні $45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Завдання 3.18

Визначте річний витік пари через отвори в діапазоні $d = 0,2\text{--}3,0\text{ мм}$ при тиску в паропроводах $P = 1,5\text{--}5,0\text{ кгс/см}^2$ та оцініть теоретичний потенціал енергозбереження.

Завдання 3.19

Оцініть річні втрати тепла 120м теплопроводом зовнішньої прокладки з $d_y = 600\text{ мм}$, що не має гідроізоляції і повністю поглинає атмосферні опади у вигляді дощу, якщо відомо час роботи 7500год, температура в середині теплопроводу рівна $180\text{ }^{\circ}\text{C}$, поверхні ізоляції $45\text{ }^{\circ}\text{C}$, навколишнього середовища $+3\text{ }^{\circ}\text{C}$, річна норма опадів $h = 120\text{ мм}$, а середня швидкість вітру $2,0\text{ м/с}$. Ступінь чорноти ізоляції прийняти рівною 0,75.

Завдання 3.20

Визначте місячні втрати тепла теплопроводом діаметром 150мм і довжиною 300м, якщо на ньому розташовано десять одиниць неізолюваної арматури. Середньорічні температури усередині теплопроводу $280\text{ }^{\circ}\text{C}$, поверхні ізоляції $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, а навколишнього середовища $+4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Середньорічна швидкість вітру 3 м/с .

ЗАНЯТТЯ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕПЛОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ БУДИНКУ ЗА КЛІМАТИЧНИМИ УМОВАМИ

При оцінці потенціалу енергозбереження у будівництві необхідно *визначити можливі теплові втрати житлових будівель, офісів чи будівель виробничого призначення з тим, щоб розробити систему заходів, включно з врахуванням кліматичного зонування і тенденцій зміни клімату, а також нових будівельних матеріалів та конструкцій споруд, які допоможуть знизити затрати енергії та будівельних матеріалів на забезпечення комфортних умов проживання чи роботи.* Зробити це важко без кількісного аналізу можливих втрат тепла (визначення теоретичного потенціалу енергозбереження) в існуючих спорудах чи без уміння передбачити такі втрати при проектуванні нових споруд. Нижче, на рис.4.1, *показано теплові втрати та структура енергоспоживання в будинку та приміщеннях.*

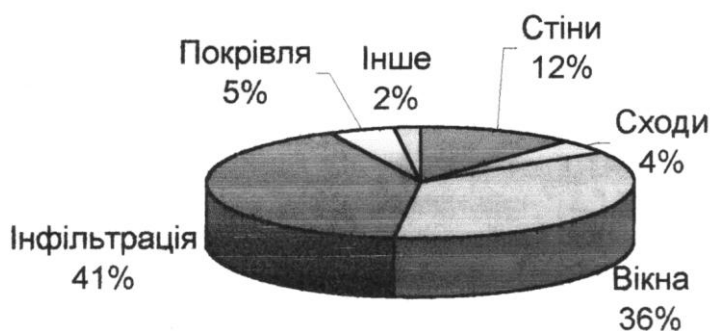


Рис. 4.1. Показана діаграма теплових втрат будівлею при температурі зовні -21°C і внутрішній 18°C . Бачимо, що найбільші втрати зв'язані з інфільтрацією **708 кВт**, передачею тепла через вікна **623 кВт** і стіни – **206 кВт**. Інші теплові втрати незначні. Зокрема через покрівлю втрачається **82 кВт**, сходи – **69** та двері, підлога **34кВт**. Загальні втрати **1722 кВт**.

Структура теплоспоживання у приміщенні з *природною вентиляцією* показана на рис. 4.2. Основні затрати енергії ідуть на опалення, освітлення та гаряче водопостачання (ГВП).



Рис. 4.2. Структура енергоспоживання у приміщенні з природною вентиляцією. Бачимо, що основна частина енергозатрат зв'язана з опаленням. Суттєві затрати також припадають на освітлення та інші електричні прилади (32 %).

З рис. 4.1 випливає, що *найбільший потенціал енергозбереження прихований в удосконаленні вікон та зниженні інфільтраційних втрат.* Що стосується економії енергії, то загальна стратегія енергозбереження повинна за рис. 2 полягати в *економії затрат на опалення та освітлення без зниження комфортності приміщень.* Способи досягнення цих завдань у кожному конкретному випадку свої. Тому заходам з енергозбереження повинні

передувати науково-технічні обстеження приміщень у формі їх енергоаудиту та складання теплотехнічного паспорту будівлі.

1 Оптимізація за кліматичними умовами

За експертними оцінками реалізація енергозберігаючих технологій дозволяє знизити затрати енергії на забезпечення комфортних умов життя та праці у будівлях у 2- 2.5 рази. При цьому:

- енергозбереження завдяки оптимізації планування і проектних рішень, щодо *розміщення споруд відповідно до пануючих вітрів та сонячного освітлення може сягати 8 – 10%*;
- архітектурно планувальні заходи щодо будівель *дають до 15% економії*;
- конструктивні рішення *стосовно оболонок споруд економлять \approx 25%*;
- оптимізація інженерних систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання - до 30%;
- раціоналізація систем контролю, обліку та регулювання параметрів дозволяє зекономити ще 15-20% тепла.

Зовнішні умови впливають на тепловий баланс будинку **чотирма каналами:**

- Q_{oz} – втрати тепла через огорожуючі конструкції, залежать від різниці температур всередині і зовні приміщення та теплового опору конструкцій;
- Q_t - затрати тепла на нагрівання *приточного вентиляційного, або інфіль-тратційного повітря - визначається кратністю повітрообміну*;
- Q_w - затрати тепла на компенсацію дії панівних вітрів, залежить від *вітрового напору, частоти вітряних днів і розміщення поверхонь будинку щодо панівних напрямів вітру*;
- Q_j – притік в будинок сонячної енергії – визначається інтенсивністю радіації та *орієнтацією поверхонь конструкцій щодо сонця*.

Зазначені величини розраховують за формулами:

$$Q_{oz} = \sum \frac{S_i}{R_i} \cdot (t_e - t_3); \quad (4.1)$$

$$Q_t = c_p \cdot \rho V \cdot (t_e - t_3) \cdot \frac{m}{3600}; \quad (4.2)$$

$$Q_w = c_p \cdot \rho (t_{3c} - t_3) \cdot \sum S_i \cdot W_i; \quad (4.3)$$

$$Q_j = \sum S_i \cdot J_i. \quad (4.4)$$

t_e, t_3 – розрахункові температури повітря всередині та зовні приміщення, °C; t_{3c} – температура на зовнішній поверхні огорожуючих конструкцій; S_i – площа поверхні огороження i – тої орієнтації, m^2 ; R_i – опір теплопередачі огороження i – тої орієнтації, $m^2 C/Bm$; ρ – густина повітря, kg/m^3 ; c_p – питома

теплоємність повітря при сталому тиску, кДж/кгК ; V – об’єм будівлі по зовнішньому периметру, м^3 ; m – кратність обміну повітря у приміщеннях, $1/\text{год.}$; W_i – швидкість вітру i -го напрямку, що набігає на поверхню i – її орієнтації, м/с ; J – інтенсивність потоку сонячної радіації, Вт/м^2 [2].

Взимку повна втрата тепла будинком дається виразом

$$Q = Q_{oz} + Q_t + Q_w - Q_j. \quad (4.5)$$

Перетворимо вирази (1) – (4), використавши поняття середнього теплового опору огороження, середньої швидкості вітру та середньої сонячної радіації,

$$\frac{1}{Re} = \sum_i \frac{S_i}{S} \cdot \frac{1}{R_i}, \quad We = \sum_i \frac{S_i}{S} \cdot W_i, \quad Je = \sum_i \frac{S_i}{S} \cdot J_i. \quad (4.6)$$

З врахуванням (6), вираз (5) для **повної втрати тепла будинком** взимку прийме вигляд

$$Q = \frac{S}{Re} \cdot (t_{вн} - t_3) \cdot \left[1 + Re \cdot c_p \cdot \rho \left(We \cdot \frac{t_{зс} - t_3}{t_{вн} - t_3} + \frac{V}{S} \cdot \frac{m}{3600} - \frac{Je}{c_p \cdot \rho (t_{вн} - t_3)} \right) \right]. \quad (4.7)$$

Зауважимо, що член перед квадратними дужками виражає теплові втрати **лише через огорожуючі конструкції**, а вирази в круглих дужках стосуються **впливу вітру, вентиляції та сонячної радіації**.

Вираз (4.7) дає можливість проаналізувати вплив різних факторів на загальні втрати тепла взимку залежно від кліматичної зони. При цьому зауважимо, що вплив кліматичного зонування в (4.7) виражається величиною середньої швидкості вітру We , температурою зовнішнього середовища t_3 , величиною середньої сонячної радіації Je та величиною повітрообміну m .

Оскільки **втрати тепла з 1м^2 вікон у п'ять раз більші ніж від утеплених стінок**, то при проектуванні будинків для середньої смуги та півночі України слід вікна розміщати так, щоб їх поверхня на північній та підвітряній сторонах була мінімальною. Для підвищення теплової ефективності будинків також можна використовувати вікна з теплозберігаючим покриттям чи змінної прозорості.

Влітку витрати енергії зумовлені охолодженням будинків. Затрати енергії на охолодження залежать від величини інсоляції. Регулювання інсоляції забезпечується зміною прозорості вікон та жалюзійними системами.

Вплив вітру відчутніший на пагорбах та низинах. Тому будинки слід розміщати з врахуванням нерівностей ландшафту і напрямку панівних вітрів. Суттєво вітрові втрати може зменшити насадження дерев та вітрова тінь від високих будинків.

Зауважимо, що загальні втрати тепла через огорожуючі споруди будинків рівні **теоретичному потенціалу** енергозбереження.

Таблиця 1

Величини теплових опорів огорожуючих конструкцій, m^2K/Wm .

Країна	Стіни	Покрівлі та перекриття	Перекриття підвалів	Вікна і балконні двері
Україна	1.25-2.5	2.0-2.7	1.8-3.0	0.38-0.50
Білорусія	2.0-2.5	3.0	1.5-2.5	0.50
Литва	1.7-3.6	4.0-4.8	2.0-3.8	0.53
Польща	1.4-3.8	2.0-3.3	1.7	0.55

2 ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОСТІЙНОГО ВИКОНАННЯ

Визначити відносні (щодо втрат через огорожуючі конструкції) втрати тепла внаслідок *впливу вітру, вентиляції та сонячної радіації*.

Дані для аналізу подані в табл. 2.

Таблиця 2

П.о.ц.	$t_{вн}$	t_3	t_3-t_{3c}	Je	О.ц.	We	m	V/S	Re
	°C	°C	°C	Вт/м ²		м/с	год ⁻¹	м	м ² К/Вт
0	18	-25	0.02	20	0	1.0	2	0.5	2.0
1	17	-20	0.05	15	1	0.5	3	0.6	1.7
2	19	-27	0.08	5	2	0.2	1	0.7	1.9
3	20	-15	0.06	20	3	0.3	5	0.8	1.8
4	21	-17	0.07	10	4	0.4	3	0.9	2.0
5	18	-18	0.03	30	5	0.2	2	0.6	2.1
6	17	-19	0.04	20	6	0.5	6	0.7	2.3
7	19	-16	0.01	35	7	0.2	2	0.8	2.4
8	20	-14	0.08	10	8	0.3	3	0.9	2.5
9	21	-10	0.09	25	9	0.4	4	0.6	1.6

Аналіз

1. Щоб виконати аналіз, оцінимо величину множника перед круглими дужками в (7),

$$Re \cdot c_p \cdot \rho = 2 \cdot 10^3 \cdot 1.2 = 2.4 \cdot 10^3 \text{ с/м.}$$

2. Для аналізу використаємо дані варіанту «00» з табл. 2.

3. Розраховуємо вплив вітрового напору

$$We \cdot \frac{t_{zc} - t_3}{t_{вн} - t_3} = 1.0 \cdot \frac{0.02}{18 + 25} = 4.6 \cdot 10^{-4} \text{ м/с.}$$

4. Розраховуємо вплив повітрообміну

$$\frac{V}{S} \cdot \frac{m}{3600} = 0.5 \cdot \frac{2}{3600} = 2.8 \cdot 10^{-4} \text{ м/с.}$$

5. Розраховуємо вплив сонячної радіації

$$\frac{Je}{c_p \cdot \rho \cdot (t_{вн} - t_3)} = \frac{20}{10^3 \cdot 1.24 \cdot (18 + 25)} = 3.8 \cdot 10^{-4} \text{ м/с.}$$

6. Розраховуємо загальний вклад кліматичних факторів

$$We \cdot \frac{t_{zc} - t_3}{t_{вн} - t_3} + \frac{V}{S} \cdot \frac{m}{3600} - \frac{Je}{c_p \cdot \rho \cdot (t_{вн} - t_3)} = (4.6 + 2.8 - 3.8) \cdot 10^{-4} = 3.6 \cdot 10^{-4} \text{ м/с.}$$

Зауважимо, що у нашому випадку найбільший вплив має вітровий та сонячний фактори.

7. Знаходимо відносні (щодо втрат через огороджуючі конструкції) втрати тепла внаслідок **впливу вітру, вентиляції та сонячної радіації**.

$$Re \cdot c_p \cdot \rho \cdot (...) = 2.4 \cdot 10^3 \cdot 3.6 \cdot 10^{-4} = 0.86.$$

Тобто втрати тепла внаслідок впливу вітру, вентиляції та сонячної радіації складають 86% від втрат через огороджуючі конструкції.

Висновок

Для зменшення цих втрат у першу чергу необхідно знизити зовнішню температуру огороджуючих конструкцій (покращити ізоляцію стінок) та розмістити будівлю у захищеній від вітру місцевості, або зорієнтувати її вузькою стороною до напрямку переважаючих вітрів, одночасно пам'ятаючи про необхідність широкою стіною орієнтувати її на Сонце.

3 Питання до захисту роботи

1. Поясніть на підставі рис. 1 у якому порядку і яким чином, будете вживати заходів щодо покращення теплотехнічних характеристик будівлі.

2. Що, на вашу думку, потрібно зробити, щоб зменшити енергоспоживання будинку з природною вентиляцією?

3. Чим зумовлені втрати тепла через огороджуючі конструкції у будинку?

4. Як зменшити затрати тепла на нагрівання приточного вентиляційного, або інфільтраційного повітря?
5. Як зменшити затрати тепла на компенсацію дії панівних вітрів?
6. Від чого залежить і як збільшити притік у будинок сонячної енергії?
7. Від чого залежить температура зовнішньої поверхні огороджувачих конструкцій будинку?

ЛІТЕРАТУРА

32. Богословский В. Три аспекта создания зданий с эффективным использованием энергии. *Там же*. 1988, №1. С.9–14.
4. Табунников Ю., Бродач М.. Научные основы проектирования энергоэффективных зданий. *Там же*. 1988, №1. С. 15–21.
5. Майнерт З.. Теплозащита жилых зданий. / Пер. с нем., ред. А. Малазова, Н. Кобышева. М. : Стройиздат, 1985. 543 с.

ЗАНЯТТЯ 5. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ

В Україні на сьогодні теплозахисні властивості будинків нормуються пороговою величиною теплового опору огороджувачих конструкцій **без конкретизації річної витрати тепла віднесеної до 1 м^2 житлової площі як це прийнято у розвинених країнах**. Такий норматив практично дозволяє уникати будь-якої відповідальності проєктантів, будівельників та експлуатаційних організацій за неефективну витрату тепла. Цей норматив не стимулює до заходів з енергозбереження, контролю витраченого тепла і розробки систем рекуперації тепла вентиляційного повітря та стоків. У більшості європейських країн використовується **універсальний питомий показник витрати тепла на опалення будинків, що рівний кількості тепла, спожитого за весь опалювальний період, віднесений до 1 м^2 площі будинку і кількості градусо-днів, $\text{кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^2\cdot\text{К}\cdot\text{доба}$** .

Наприклад, у Німеччині цей показник для старих будинків рівний 95-125, а для побудованих після 1995 р. - 47-63. Для нових енергоефективних будинків він прийнятий рівним 16-23.

1 Загальні співвідношення

Характеристикою системи опалення є кількість теплоти, що **подається на 1 м^2 опалювального приміщення впродовж року**. Ця величина називається **питомою енергоємністю опалювальної системи** і розраховується за формулою, $\text{кВт}\cdot\text{год}/(\text{м}^2\cdot\text{рік})$,

$$q_{\zeta o} = \frac{\beta}{F_{\zeta o}} \cdot [Q_{\beta\zeta} - (Q_{o\alpha} + Q_s) \cdot \nu], \quad (5.1)$$

$Q_{\text{вт}}$ – загальні втрати тепла через всі зовнішні огороджувачі конструкції впродовж року, $\text{кВт}\cdot\text{год}$; $Q_{\text{нб}}$ – тепло, що поступає за рік від побутових приладів; Q_s – інсоляція через вікна за рік, $\text{кВт}\cdot\text{год}$; ν - коефіцієнт, що

характеризує здатність обладнання приміщення та його стін акумулювати та віддавати тепло (переважно приймають 0.8); β – враховує додаткове споживання тепла системою внаслідок дискретності її режиму роботи та проходження трубопроводів через ділянки з різними температурами (для довгих будинків $\beta = 1.13$, а для високих 1.1); F_{on} – загальна опалювальна площа приміщень будинку.

$$Q_{em} = 0.024 \cdot (K_{mp} + K_{in}) \cdot D \cdot S_3, \quad (5.2)$$

$$Q_{n\bar{o}} = 0.024 \cdot q_{n\bar{o}} \cdot F_{on} \cdot Z_{on}, \quad (5.3)$$

$$D = (t_6 - t_{on}) \cdot Z_{on}, \quad (5.4)$$

K_{mp} – зведений трансмісійний коефіцієнт теплопередачі огорожуючих конструкцій будинку, $Вт/(м^2К)$; K_{in} – зведений інфільтраційний коефіцієнт теплопередачі огорожуючих конструкцій будинку; D – градус-доби опалювального періоду; S_3 – загальна площа зовнішніх огорожуючих конструкцій будинку; $q_{n\bar{o}}$ – величина побутового тепловиділення віднесена до $1м^2$ підлоги будинку; Z_{on} – тривалість опалювального сезону.

При визначенні трансмісійних втрат потрібно керуватися даними СНиП II-3-79. При визначенні втрат з інфільтраційним повітрям приймають повітрообмін за санітарними нормами $g = 3м^3/(м^2год.)$.

$$K_{in} = 0.28 \cdot g \cdot \frac{F_{on} \cdot \rho \cdot c}{S_3} \cdot K_i, \quad (5.5)$$

ρ – густина повітря, приймаємо $1.2 кг/м^3$; c – питома теплоємність повітря, $1кДж/(кг\cdotК)$; K_i – коефіцієнт, що враховує нещільність огорожуючих конструкцій, для одинарних вікон та балконних дверей зі спареними вікнами приймають $K_i = 1$; для подвійних вікон та балконних дверей з подвійними вікнами приймають $K_i = 0.8$; для потрійних вікон і стиків панелей приймають $K_i = 0.7$;

Розрахункова питома потужність ($кВт/м^2$) системи опалення визначається за формулою, див. (5.1),

$$q_{on} = Q_{on}/F_{on} = 10^{-3} \cdot \beta \cdot [(K_{mp} + K_{in}) \cdot (S_3/F_{on}) \cdot (t_6 - t_3) - q_{n\bar{o}}], \quad (5.6)$$

t_6 – розрахункова температура всередині приміщень, для житлових будинків в Україні $18^\circС$; t_3 – температура зовнішнього повітря в найхолодніший 5-ти денний період, для Києва $-21^\circС$, див. СНиП 2.01-82(параметри категорії Б).

Знаючи розрахункову потужність системи опалення визначають питому базову кількість тепла на опалювальний період, $кВт\cdotгод/(м^2 рік)$,

$$q_{on}^{\bar{b}a} = \frac{24 \cdot q_{on} \cdot D}{(t_6 - t_3)}, \quad (5.7)$$

t_{on} – середня температура за опалювальний період, див. СНиП 2.01-82.

Відносна різниця базової питомої енергоємності системи і споживаної дає можливість визначити **відсоток економії** при застосуванні заходів з енергозбереження

$$\Delta E = \frac{q_{оп}^{ба} - q_{оп}}{q_{оп}^{ба}} \cdot 100\% , \quad (5.8)$$

$q_{оп}$ – питома потужність споживаного опалення після застосування заходів з енергозбереження.

Питому потужність споживаного опалення можна суттєво знизити використовуючи сучасні мікропроцесорні засоби регулювання опалення відповідно до потреб споживача. Наприклад, знижуючи температуру у нічний час чи за відсутності людей у приміщеннях, зокрема впродовж вихідних у адміністративних чи заводських.

Потенціал енергозбереження завдяки програмному регулюванню теплоспоживання будинків великий. На 1 млн м² житлової площі будинків можна зекономити до 2·10⁶ МДж енергії, що для 580 млн м² міського житлового фонду України може дати економію еквівалентну 1.7млн т у.п.

2 Завдання

Розрахувати питому базову кількість тепла на опалювальний період та отриманий відсоток економії тепла при застосуванні заходів з енергозбереження

Відповідно до умов вказаних у табл.1.

3 Дані для самостійного розрахунку

Таблиця 1

Дані для самостійного розрахунку питомої базової кількості тепла та **відсоток економії** при застосуванні заходів зі збільшення опору огорожуючих конструкцій.

№ пп	$R_{ог}$	$q_{пб}$	$Z_{оп}$	K_i	$S_3/F_{оп}$	t_b	t_3	$t_{оп}$	$\Delta R_{ог}/R_{ог}$
	м ² К/кВт	кВт/м ²	-	-	-	°С	°С	°С	-
1	1.25	0.02	90	1.00	2.0	18	-13	-5	0.2
2	1.55	0.03	105	0.9	1.5	18	-14	-4	0.15
3	1.75	0.01	115	0.95	1.9	18	-15	-3	0.17
4	1.85	0.04	125	0.80	1.95	18	-13	-2	0.22
5	1.25	0.005	100	0.85	1.55	18	-16	-1	0.21
6	1.95	0.05	95	0.70	1.8	18	-17	-4	0.16
7	2.05	0.06	125	0.75	2.1	18	-18	-5	0.21
8	2.15	0.015	135	0.85	2.4	18	-14	-3	0.23
9	2.25	0.025	130	1.00	2.5	18	-17	0	0.24
10	2.35	0.045	140	0.9	2.7	18	-18	1	0.25
11	2.45	0.055	145	0.95	2.8	18	-19	2	0.19
12	2.55	0.065	80	0.80	2.9	18	-20	3	0.14
13	2.65	0.005	85	0.85	3.0	18	-21	4	0.18
14	2.75	0.007	90	0.70	3.4	18	-16	5	0.21
15	2.85	0.009	100	0.75	3.2	18	-15	6	0.23
16	2.95	0.015	105	0.85	3.5	18	-17	3	0.22

4 Питання до захисту роботи

1. Опишіть узагальнену структуру теплових втрат будівлі.

2. За допомогою якої величини кількісно оцінюють якість споруди щодо її здатності зберігати тепло?
3. Опишіть технології щодо енергозбереження будівель та вкажіть за оцінками експертів потенціал енергозбереження цих технологій.
4. Перерахуйте і охарактеризуйте канали впливу зовнішніх умов на тепловий баланс будинку.
5. Що таке «тепловий куб», поясніть це поняття. Як залежить теплова ефективність будівлі від її форми?
6. Яким вимогам повинні задовольняти властивості теплоізоляційних матеріалів, що використовуються в будівництві?
7. На підставі яких міркувань (критеріїв) виконане кліматичне районування будівель в Україні?
8. Яка технологія утеплення зовнішніх стін будівель прийнятна для України і чому?
9. Як залежить тепловий опір вікон від кількості повітряних проміжків у склопакетах?
10. Що є характеристикою ефективності систем опалення, як ця величина розраховується?

ЗАНЯТТЯ 6. УТИЛІЗАЦІЯ НИЗЬКОПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ТЕПЛОТИ ТО ТЕПЛОВИМИ ТРУБАМИ

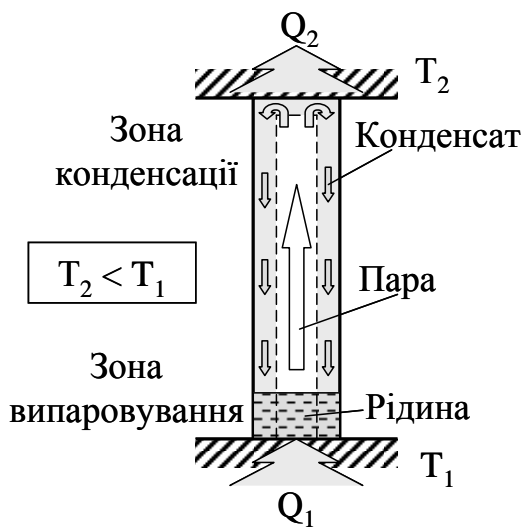


Рис. 6.1. Схема роботи теплової труби (ТТ).

6.1 Теплові труби. Теоретичні відомості

Теплові труби (ТТ), див. рис. 6.1 - пристрій призначений для інтенсифікації теплопередачі. Теплоносієм у ТТ є двофазне середовище – рідина та її пара. Працює теплова труба так. Рідина на нижньому (гарячому) кінці труби поглинає тепло ΔQ_1 при температурі T_1 і випаровується, піднімається вгору до холодного кінця ТТ, який знаходиться при температурі $T_2 < T_1$. У цій зоні пара конденсується, віддаючи тепло ΔQ_2 , і самопливом по стінках ТТ опускається вниз.

Залежно від природи сил, що повертають теплоносіїв з зони конденсації у зону випаровування, теплові труби поділяють на: фітильні, або капілярні, гравітаційні, або термосифонні та відцентрові.

Інтенсивність теплопередачі за одна-кових умов між рівнями з температурами T_1 та T_2 за допомогою ТТ у **сотні раз** вища від інших відомих способів. Основними перевагами ТТ щодо інших ТО є простота конструкції, відсутність нагнітачів, малі витрати енергії на переміщення теплоносія всередині ТТ, герметичність ТТ, що дозволяє використовувати як теплоносії

агресивні рідини, легкість регулювання шляхом зміни співвідношення між зонами випаровування та конденсації і зміною живого перерізу як в зоні конденсації, так і в зоні випаровування.

Теплообмінники, поверхню нагріву яких утворюють ТТ (з теплотрубними поверхнями нагріву), можуть бути використані для того, щоб забрати теплоту від джерел великої протяжності і передати її теплоприймачу невеликих розмірів або, навпаки, розсіяти теплоту від малого концентрованого джерела на велику площу.

Використання теплообмінника складеної конструкції підвищує його експлуатаційну надійність, а також спрощує технологію виготовлення і ремонту. Запропоновані технічні рішення дозволяють для кожної зі складових частин теплопередаючого елемента підбирати матеріали залежно від властивостей теплоносіїв. На рис. 6.2а зображено складені ТО газ-рідина, а на рис. 6.2б газ-газ.

При проектуванні теплотрубних теплообмінників слід приділяти увагу визначенню температури робочої рідини у ТТ як при різноманітних способах підведення і відведення теплоти, так із урахуванням інших експлуатаційних факторів.

При використанні ТТ для утилізації теплоти вентиляційних викидів використовують ТО із трубок, заповнених робочою речовиною з низькою температурні кипіння. Одна половина пакета знаходиться у потоці теплого повітря, друга - в зоні холодного повітря. В зоні теплого повітря відбувається підведення теплоти до рідини, що заповнює трубку ТТ і вона випаровується. Пара переміщається всередині ТТ в зону холодного повітря, де конденсується, і віддає тепло конденсації на нагрівання припливного повітря. Циркуляція робочої речовини відбувається завдяки силам гравітації шляхом розташування зони конденсації вище зони випару.

На сьогодні розроблена конструкція і виготовлена партія трьохрядного модуля ТО з теплових трубок. Конструктивно трьохрядний модуль виконаний так: алюмінієві пластини насаджені з кроком 2,25мм на мідні трубки $d = 15$ мм; при глибині модуля у три ряди за ходом повітря утворюється суцільне пластинчасте ребро; у кожному ряду трубки з'єднані послідовно, їх внутрішній об'єм на 25 % заповнений рідким хладагентом-22; після заповнення крайні трубки кожного ряду запаюються для забезпечення герметичності.

Оцінка ефективності теплообмінника за нагріванням припливного повітря теплом витяжного розраховується за виразом:

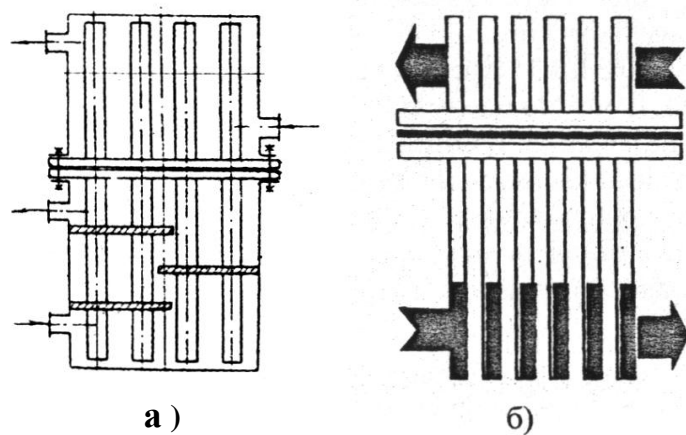


Рис. 6.2. Теплообмінники з поверхнями теплопередачі, набраними з теплових трубок.

$$E_t^{TT} = \frac{t_{x2} - t_{x1}}{t_{z1} - t_{x1}}, \quad (6.1)$$

t_{x1}, t_{x2} - температури припливного повітря на вході та виході з теплообмінника;
 t_{z1} - температура повітря, що видаляється, на вході в теплообмінник.

Для збільшення теплової ефективності утилізації теплоти повітря що видаляється, рекомендується збільшувати рядність модулів по ходу повітряних потоків. На рис. 3 показана залежність показника E_t^{TT} від рядності ТТ в ТО. Графік отриманий при потоці повітря через живий переріз теплообмінника 4...5 кг/(м²·с).

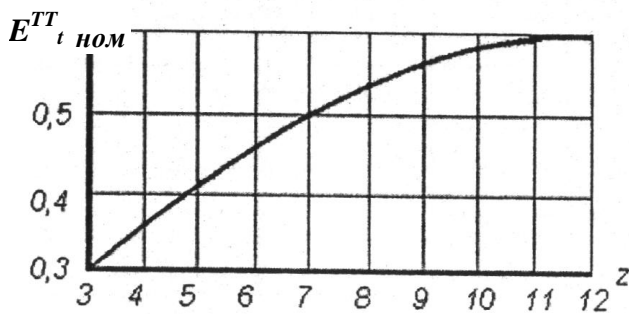


Рис. 6.3. Залежність показника E_t^{TT} від числа рядів ТТ у теплообміннику – утилізаторі, зібраному з трирядних модулів.

Аеродинамічний опір теплообмінника збільшується прямо пропорційно до числа рядів ТТ. Щоб оптимізувати показники економії енергії при використанні теплоти вентиляваного повітря доцільно обмежити кількість рядів ТТ у ТО числом 6.. 9

показником, який визначають за формулою:

Співвідношення витрат припливного і витяжного повітря та їхніх теплових еквівалентів розраховується за безрозмірним

$$B = \frac{G_x}{G_z \cdot \xi_z}, \quad (6.2)$$

G_x, G_z – витрати припливного і видаленого повітря; ξ_z – коефіцієнт, що характеризує конденсацію вологи з вентиляваного повітря.

6.2 Розрахунок ТО з тепловими трубками

Вихідними даними для вибору теплообмінника з теплових трубок є:

- технічні характеристики і конструктивні показники модулів теплообмінників із теплових трубок;
- початкові параметри і витрата припливного повітря t_{x1}, H_{x1}, G_x ;
- початкові параметри і витрата повітря, що видаляється, t_{z1}, H_{z1}, G_z ;
- необхідна температура припливного повітря t_{x2} ;

Необхідна кількість модулів теплообмінників з теплових трубок у шт. обчислюється за формулою:

$$N = G_x/5. \quad (6.3)$$

Якщо $G_z > G_x$, то необхідна кількість модулів розраховується при заміні G_x на G_z .

Отримане значення N округляється до цілого числа і обчислюється дійсне значення масової швидкості ω припливного повітря через живий переріз теплообмінника S у $\text{кг}/(\text{м}\cdot\text{с})$:

$$\omega = G_x / (N \cdot S). \quad (6.4)$$

Задавши число рядів теплових трубок Z по глибині ТО, за графіком на рис. 6.3 знаходять номінальне значення показника $E_{t \text{ ном}}^{TT}$.

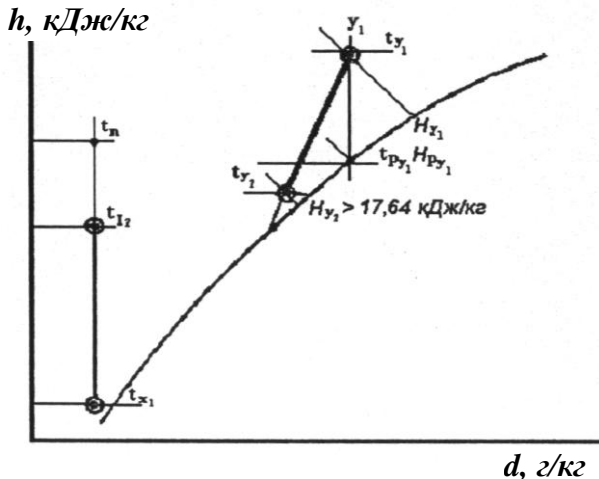


Рис. 6.4. Процес обробки повітря у ТО з ТТ на $h-d$ діаграмі

За $E_{t \text{ ном}}^{TT}$ розраховують кінцеву температуру припливного повітря

$$t_{x2}^p = t_{x1} + E_{t \text{ ном}}^{TT} \cdot (t_{z1} - t_{x1}). \quad (6.5)$$

Переважно, розрахункова температура нагріву припливного повітря менша від необхідної температури ($t_{x2}^p < t_{x2}$). Якщо $t_{x2}^p > t_{x2}$, то приймається $t_{x2}^p = t_{x2}$ і за (6.1) перераховується значення показника $E_{t \text{ ном}}^{TT}$. витрата теплоти на нагрівання припливного повітря розраховується за формулою:

$$Q = G_x \cdot c_p \cdot (t_{x2} - t_{x1}). \quad (6.6)$$

При стаціонарному режимі роботи утилізаційного устаткування та незначних втратах у навколишнє середовище існує баланс теплоти між зонами випару і конденсації:

$$G_x \cdot c_p \cdot (t_{x2} - t_{x1}) = G_2 \cdot (h_{z1} - h_{z2}). \quad (6.7)$$

З врахуванням (6.7) кінцева ентальпія повітря, що видаляється, визначається за формулою:

$$h_{z2} = h_{z1} - G_x \cdot c_p \cdot (t_{x2} - t_{x1}) / G_2. \quad (6.8)$$

За умовами запобігання обмерзанню, отримане значення h_{z2} повинно дорівнювати або бути $> 16,4$ $\text{кДж}/\text{кг}$. Якщо величина h_{z2} менша від зазначеної, то необхідно зменшити число рядів теплових трубок теплообмінника. Побудовою на $h-d$ діаграмі, див. рис. 6.4, визначають умови відбору теплоти від витяжного повітря при обчисленому значенні $h_{z2} > 17,6$ $\text{кДж}/\text{кг}$.

На $h-d$ діаграму, рис. 6.4, наносять початкові параметри повітря, що вида-

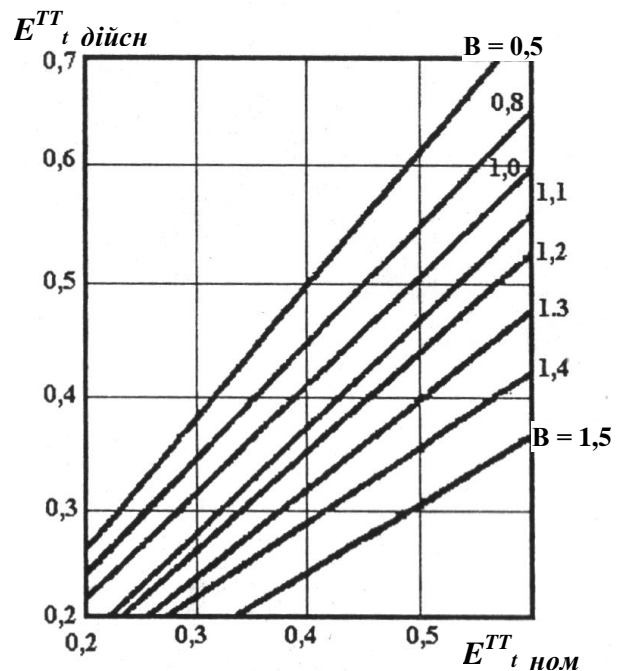


Рис. 6.5. Залежність дійсного показника $E_{t \text{ дійсн}}^{TT}$ від $E_{t \text{ ном}}^{TT}$ номінального при різних значеннях B .

ляється (точка Y_1) і припливного повітря (точка X_1). З точки Y_1 опускають перпендикуляр до перетину з кривою $\varphi = 100\%$ і знаходять температуру та ентальпію точки роси t_{p21} і h_{p21} . Якщо $h_{p21} > h_{21}$ то процес охолодження вентильованого повітря відбувається з одночасним його підсушуванням.

Величина φ_{22} приймається з урахуванням рекомендацій:

при $\varphi_{21} > 70\%$ $\varphi_{22} = 98\%$;

при φ_{21} від 50 до 70% $\varphi_{22} = 93\%$;

при φ_{21} від 30 до 50% $\varphi_{22} = 88\%$.

Місце перетину h_{22} з прийнятим φ_{22} визначає положення точки Y_2 по якій знаходять інші параметри повітря, що видаляється, зокрема t_2, d_{22} .

Якщо процес охолодження витяжного повітря відбувається без його осушення, то кінцеві параметри знаходяться на лінії постійного початкового вологовмісту. В іншому випадку обчислюється коефіцієнт вологовидалення з витяжного повітря:

$$\xi_2 = \frac{h_{21} - h_{22}}{0.24 \cdot (t_{21} - t_{22})}, \quad (6.9)$$

h_{21}, h_{22} - початкова і кінцева ентальпії витяжного повітря.

За виразом (6.9) обчислюється співвідношення теплових еквівалентів B , див. вираз (6.2).

При відомих B і $E_{t \text{ ном}}$ за графіком (рис.6.5) визначають дійсне значення $E_{t \text{ TT}}$. Якщо воно відрізняється від попередньо

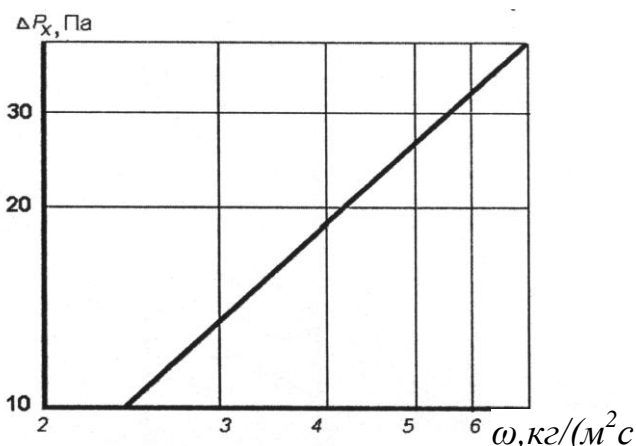


Рис. 6.6. Аеродинамічний опір трирядного модуля ТТ без конденсації вологи.

знайденого, то уточнюють кінцеві параметри припливного і витяжного повітря. Аеродинамічний опір модуля теплообмінника, зібраного з Z рядів трубок, у Па визначається за формулою:

$$\Delta P_{xz} = \Delta P_x \cdot Z/3 \quad (6.10)$$

ΔP_x - аеродинамічний опір модуля визначається за рис.6.6.

Аеродинамічний опір теплообмінника, зібраного з 2- рядів трубок, для проходу витяжного повітря, з якого конденсується волога, розраховують за

$$\Delta P_{z2} = 1,8 \cdot \Delta P_x. \quad (6.11)$$

Коефіцієнт 1,8 враховує збільшення опору при конденсації вологи.

6.3 Приклади розрахунку

Приклад 1

Визначити економію теплоти при застосуванні ТО з ТТ для утилізації тепла витяжного повітря з аудиторії площею $S_a = 60 \text{ м}^2$, відносна вологість

повітря у приміщенні $\varphi_2 = 70\%$, температура $t_{2l} = 27^\circ\text{C}$. Температура зовнішнього повітря $t_{x1} = -15^\circ\text{C}$. Вентиляційна норма для аудиторій $q_H = 5\text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ год.})$.

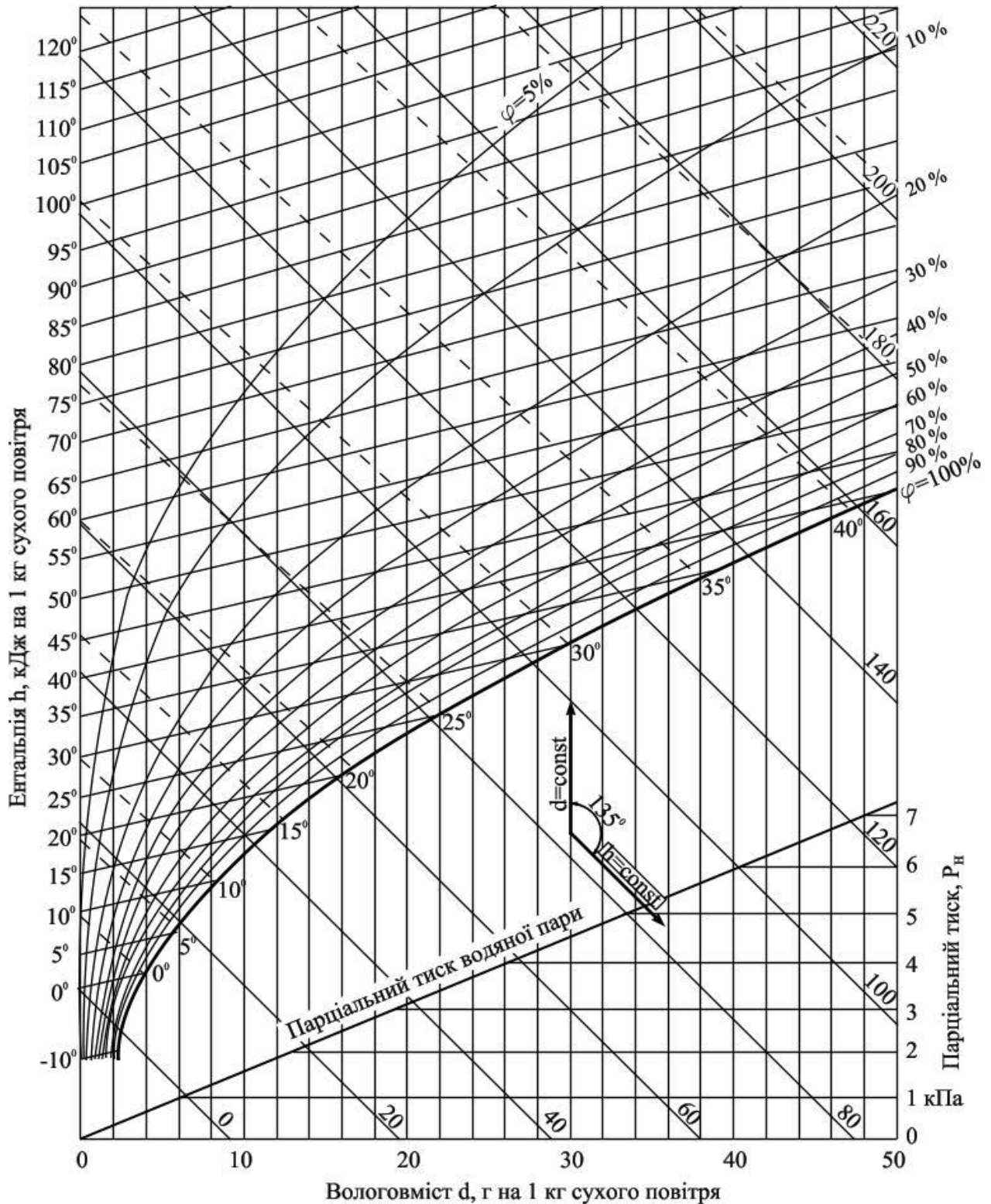


Рис. 6.7. $h-d$ діаграма вологого повітря.

Аналіз прикладу 1

1. Визначаємо нормативну вентиляційну масову витрату сухого холодного

повітря, приймаємо $\rho_x = 1,36 \text{ кг/м}^3$,

$$G_x = q_n \cdot \rho_x \cdot S_a = 5 \cdot 1,36 \cdot 60 / 3600 = 0,11 \text{ кг/с.}$$

2. Розраховуємо за (6.3) число модулів ТТ

$$N = G_x / 5 = 0,02.$$

Приймаємо один дворядний модуль ($N = 1$).

3. Для ефективності теплообмінника $E_{t_{ном}}^{TT}$ приймаємо величину 0,4.

4. За заданою $E_{t_{ном}}^{TT}$ розраховуємо кінцеву температуру припливного повітря:

$$t_{x2}^p = t_{x1} + E_{t_{ном}}^{TT} \cdot (t_{21} - t_{x1}) = -15 + 0,4 \cdot 42 = 1,8^\circ \text{C}.$$

5. Розраховуємо потік теплоти на нагрівання припливного повітря:

$$Q_x = G_x \cdot c_p \cdot (t_{x2} - t_{x1}) = 0,11 \cdot 1 \cdot 16,8 = 1,9 \text{ кВт.}$$

6. Використовуючи $h-d$ діаграму, див. рис. 6.7, визначаємо початкову 72 кДж/кг , а з рівняння теплового балансу кінцеву ентальпію гарячого повітря

$$h_{22} = h_{21} - c_p \cdot G_x \cdot (t_{x2} - t_{x1}) / G_2 = 72 - 1,15 \cdot 16,8 = 52,7 \text{ кДж/кг.}$$

Ця величина більша від $17,6 \text{ кДж/кг}$ і процес охолодження гарячого повітря відбувається при сталому вологовмісті.

7. За $h-d$ діаграмою знаходимо вологовміст гарячого повітря $d = 18 \text{ г/кг с.п.}$, а також температуру насичення пари вологого повітря $\approx 22^\circ \text{C}$.

8. Розраховуємо річну економію енергії завдяки утилізації теплоти витяжного повітря. Приймаємо, що аудиторія використовується 120 днів по 6 годин, отже економія енергії за один опалювальний сезон приблизно рівна

$$E_e = Q_x \cdot \tau = 120 \cdot 6 \cdot 1,9 = 1368 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$$

9. Оцінка зекономлених коштів. Прийmemo вартість $1 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$ для установи $2,68 \text{ грн.}$ Тоді зекономлені за сезон кошти становлять 3666 грн. Цього замало, щоб в окремій аудиторії встановлювати систему витяжної вентиляції разом з рекуперацією теплоти.

10. Висновок

Облаштувати систему **витяжної вентиляції разом з рекуперацією теплоти** в окремій аудиторії економічно не вигідно.

Приклад 2

Розрахувати економічну ефективність впровадження теплоутилізатора потужністю $0,15 \text{ МВт}$ для південної кліматичної зони України. Визначити одноразові капітальні затрати на впровадження і пуск в експлуатацію УТО з ТТ.

Вартість комплектуючих та робіт.

1. Вартість теплообмінника за даними заводів-виробників дрібносерійного виробництва приймається 2200 у.о.

2. Транспортні видатки складають 7% від вартості УТО і рівні 154 у.о.
3. Вартість монтажу теплообмінника визначається за ціною на монтаж устаткування і приймається рівною 80 у.о.
4. Вартість обв'язки теплообмінника за цінником складає 400 у.о.
5. Витрати на пуск і регулювання теплоутилізатора складають 2,5% від кошторисної вартості та дорівнюють 70 у.о.
6. Річні експлуатаційні витрати (C_e) на електроенергію при установці регенератора 40 у.о. (без урахування витрат на доплату до заробітної плати персоналу, який обслуговуватиме теплоутилізатор).
7. Витрати на загальнобудівельні роботи (потрібна прибудова площею 36 м^2 для розміщення венткамери з теплоутилізатором) при вартості спорудження **80** у.о. за 1 м^2 складають 1600 у.о.
8. Разом одноразові капіталовкладення на впровадження теплоутилізаційного устаткування - 4524 у.о.

Вартість проектно-кошторисної документації

1. Вартість огляду існуючих цехів підприємства для виявлення об'єктів впровадження теплоутилізаційного устаткування складає близько 200 у.о.
 2. Роботи з обмірювання будівельних конструкцій складають 100 у.о.
 3. Вартість підготовки вихідних даних з питань загальнобудівельних робіт, підключення до електро- і тепломереж тощо, складає 200 у.о.
 4. Вартість перевірочних аеродинамічних розрахунків вентиляційних систем і нентобладнання - 200 у.о.
 5. Вартість виконання креслень і оформлення проектно-кошторисної документації складає 1900 у.о.
 6. Витрати на відрядження - 400 у.о.
 7. Разом витрати на розробку П-К документації - 3000 у.о.
- Капітальні витрати на впровадження утилізаційного устаткування

$$K = 4524 + 3000 = 7524 \text{ у.о.}$$

Термін окупності

Річна економія коштів при комерційній вартості 25 у.о./Гкал і роботі теплоутилізатора 1000 год. на рік складатиме

$$E_k = 1000 \cdot 0,15 / 4,19 \cdot 3,6 \cdot 25 = 3222 \text{ у.о.}$$

Річний економічний ефект рівний

$$E_\Phi = E_k - C_e - 0,15 \cdot K = 3222 - 40 - 0,15 \cdot 7504 = 2053 \text{ у.о.}$$

Термін окупності

$$T = K / E_k = 7524 / 3222 = 2,33 \text{ роки.}$$

Висновки

Термін окупності впровадження утилізаційного устаткування потужністю 150 кВт менший ніж три роки і такий проект прийнятний до реалізації.

6.4 ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

Відповідно до двох останніх цифр номера залікової книжки за даними табл. 6.1 виконати Приклад 1.

Таблиця 6.1.

Дані для розрахунків.

П.о.ц.	t_z	t_x	τ	О.ц.	φ_z	S_a	$E_{t_{ном}}^{TT}$
	°C	°C	год.		%	м ²	-
0	27	-10	500	0	60	60	0,50
1	29	-12	600	1	65	70	0,35
2	20	-11	750	2	55	50	0,30
3	23	-14	850	3	70	40	0,40
4	25	-15	550	4	60	55	0,60
5	26	-17	650	5	68	65	0,55
6	22	-8	700	6	62	80	0,45
7	24	-9	800	7	66	90	0,65
8	28	-13	600	8	61	85	0,60
9	23	-16	750	9	69	75	0,45

ЛІТЕРАТУРА

1. Самохвалов В. С. Вторинні енергетичні ресурси та енергозбереження. Київ : Центр учбової літератури, 2008. 224 с.
2. А.с. 1160223 СССР. Теплообменник / В. С. Самохвалов, В. П. Шостак и др. Оpubл. 07.06.85. Бюл. Изобр. №12. 1985 – 2 с.
3. Лещинер Ю. Л.. Определение температуры рабочей жидкости в теплових трубах при различных способах подвода и отвода теплоты. *Судовое машиностроение*: Сб. научн. тр. Николаев : НКИ, 1981.
4. Кокорин О. Я. Нагрев приточного воздуха теплом вытяжного в теплообменниках-утилизаторах из теплових трубок. *Водоснабжение и санитарная техника*, 1981. № 11.
5. Временные рекомендации по проектированию систем утилизации тепла удаляемого воздуха (системы с промежуточным теплоносителем). Москва : Центр. институт типового проектирования Госстроя СССР, 1981.

ЗАНЯТТЯ 7. УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ВИХІДНИХ ГАЗІВ КОТЛІВ ТА ПЕЧЕЙ

Обмеженість запасів палива з кожним роком підвищує актуальність проблеми його раціонального використання. Україна імпортує біля 85% не обхідного їй природного газу. Більша частина його використовується для генерації теплоти. Газ є одним із найдорожчих палив і економне його використання важливе завдання теплоенергетики. Одним з головних шляхів економії природного газу є підвищення коефіцієнту використання палива (КВП) у промисловості та енергетиці.

Через практичну відсутність при спалюванні природного газу втрат теплоти від механічної та хімічної неповноти згорання і незначних втрат у навколишнє середовище *єдиною суттєвою втратою у котлах є винос тепла з вихідними газами*. Щодо нижчої теплоти згорання палива вона рівна 4...6 %, а стосовно вищої - 12...14% . У котельнях, що працюють на газі, ефективне підвищення КВП можливе завдяки охолодженню продуктів згорання до температури, при якій з димових газів конденсується водяна пара. *Відносна кількість теплоти, яка виділяється при повній конденсації водяної пари рівна 11,9 %, або близько 4190 кДж на 1 м³ сухого газу. Відношення вищої та нижчої теплот згорання природного газу для більшості газових родовищ України в середньому становить 1,12.*

У промислових печах втрати теплоти набагато більші, ніж у котельних установках (за кількістю джерел і за величиною). Проте залежно від можливих споживачів теплової енергії може бути доцільнішим з техніко-економічних міркувань підвищення КВП завдяки охолодженню продуктів згорання, а не за допомогою зниження інших втрат теплоти. Це стосується сушильних установок, вихідні гази яких відрізняються порівняно низькою температурою і значною кількістю водяної пари, що надходить до димової труби.

Для охолодження димових газів використовуються контактні (змішувальні, плівкові) та конденсаційно-поверхневі економайзери. У контактних теплообмінниках конденсація водяної пари починається при температурі газів дещо вищій від температури точки роси. У поверхневих теплообмінниках конденсація водяної пари можлива лише коли температура газів у прилеглому до поверхні шарі стає нижчою від температури точки роси.

5.1 Розрахунки утилізованої теплоти вихідних газів

Для кількісної оцінки величини економії теплоти, що виникає при охолодженні вихідних газів до температури конденсації водяної пари потрібно знати:

- хімічний склад вихідних газів;
- витрату газу та його температуру на вході в установку;
- температуру вихідних газів до і після утилізаційного теплообмінника;
- тип утилізаційного теплообмінника (УТО);
- витрату і температуру води до і після УТО;
- витрату і температуру повітря, яке подається на пристрої для спалювання палива;
- парціальний тиск водяної пари в атмосферному повітрі.

5.1.1 Розрахунок приросту ККД та економії палива при використанні утилізаційних теплообмінників

Природний газ перед подачею в котел не підігрівається. Тому фізична теплота палива щодо вищої теплоти згорання є малою величиною. В такому випадку рівняння теплового балансу за вищою теплотою згорання без утилізації теплоти буде мати вигляд

$$Q_s^d = Q_1^d + Q_2^d + Q_3^d + Q_5^d \quad (7.1)$$

Q_s^d – вища теплота згорання 1 м^3 газу, $\text{кДж}/\text{м}^3$; Q_1^d – корисна теплота; Q_3^d, Q_5^d – втрата теплоти через хімічну неповноту згорання та у навколишнє середовище; втрата теплоти з вихідними газами, $Q_2^d, \text{кДж}/\text{м}^3$,

$$Q_2^d = h_{ex}^d - h_{xn}^d, \quad (7.2)$$

h_{xn}^d – ентальпія холодного повітря; h_{ex}^d – ентальпія вихідних газів, $\text{кДж}/\text{кг}$.

ККД котельної установки за вищою теплотою згорання розраховується за формулою

$$\eta_k^s = \frac{Q_1^d}{Q_s^d}, \quad (7.3)$$

Кількісні значення Q_s^d для **водогрійного котла**

$$Q_1^d = \frac{D \cdot (h_{2в} - h_{жсв})}{V_{\phi}}, \text{кДж}/\text{м}^3, \quad (7.4)$$

D – витрата води через котел, $\text{кг}/\text{с}$; $h_{2в}, h_{жсв}$ – ентальпії гарячої і холодної води, $\text{кДж}/\text{кг}$; V_{ϕ} – фактична витрата газу, $\text{м}^3/\text{с}$.

Величина Q_s^d для **парового котла**

$$Q_1^d = \frac{D_n \cdot (h_n - h_{жсв}) + D_{np} \cdot (h_{кв} - h_{жсв})}{V_{\phi}}, \text{кДж}/\text{м}^3, \quad (7.5)$$

$h_n, h_{кв}$ – ентальпії перегрітої пари та котлової води; D_n, D_{np} – витрати пари та води продувки, $\text{кг}/\text{с}$.

Витрата продувної води може бути розрахована за формулою

$$D_{np} = D_n \cdot \frac{L_{жсв}}{L_{кв} - L_{жсв}}, \quad (7.6)$$

$L_{жсв}, L_{кв}$ – лужності живильної та допустима лужність котлової води, $\text{мг}/\text{дм}^3$.

Якщо застосовують УТО, то корисна теплота віднесена до 1 м^3 спаленого газу Q_1^d у $\text{кДж}/\text{м}^3$ розраховується за формулою

$$Q_1^d = \frac{Q_k^d + Q_y^d}{V_{\phi}}, \quad (7.7)$$

Q_k^d, Q_y^d – кількості теплот, що використані в котлі та УТО, кВт .

Кількість теплоти, збереженої в УТО

$$Q_y^d = G_w \cdot C_{p_w} \cdot (t''_w - t'_w) \quad (7.8)$$

G_w - масова витрата води через УТО, кг/с; C_{p_w} - середня ізобарна питома теплоємність води, кДж/(кг·К); t''_w, t'_w - температури води на виході і вході в УТО.

Враховуючи (7.4), (7.5), (7.7) та (7.8), отримуємо для **парових котлів**

$$Q_1^d = \frac{D_n \cdot (h_n - h_{жсв}) + D_{np} \cdot (h_{кв} - h_{жсв}) + G_w \cdot C_{p_w} \cdot (t''_w - t'_w)}{V_{\phi}}, \quad (7.9)$$

і для **водогрійних котлів**

$$Q_1^d = \frac{D_n \cdot (h_n - h_{жсв}) + G_w \cdot C_{p_w} \cdot (t''_w - t'_w)}{V_{\phi}}. \quad (7.10)$$

За означенням (7.3) вираз для ККД котла з УТО приймає вигляд

$$\eta_{ку}^s = \eta_{к}^s + \Delta\eta_{ку}^s, \quad (7.11)$$

$\Delta\eta_{ку}^s$ - збільшення ККД котла завдяки використанню УТО.

Для розрахунку ефективності утилізації теплоти потрібно визначити параметри вихідних газів на вході і на виході з УТО.

1. Об'єм продуктів згорання на 1 м^3 природного газу

$$V_{\Gamma} = V_{\text{сг}} + V_{\text{H}_2\text{O}},$$

$V_{\text{сг}}$ і $V_{\text{H}_2\text{O}}$ - об'єм сухих газів і водяної пари у продуктах згорання палива, $\text{м}^3/\text{м}^3$.

Об'єм сухих газів $V_{\text{сг}}$ залежить від складу природного газу. В Україні використовуються природні гази, до складу яких входять метан CH_4 , вуглеводні C_mH_n , азот N_2 і двоокис вуглецю CO_2 .

2. Теоретична витрата повітря ($\alpha = 1$), необхідна для згорання 1 м^3 природного газу, розраховуються за формулою

$$V_{nn}^0 = 0,0476 \cdot \left[2\text{CH}_4 + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \text{C}_m\text{H}_n \right] \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (7.12)$$

Коли згорання неповне, то у вихідних газах містяться також горючі компоненти CO' , CH'_4 і H'_2 , %. Кількість повітря, необхідну для їх повного згорання, знаходять за

$$V_{nn}^0 = 0,0476 \cdot (0,5\text{CO}' + 0,5\text{H}'_2 + 2\text{CH}'_4) \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (7.13)$$

3. Теоретична кількість повітря при неповному згоранні газу

$$V_n^0 = V_{nn}^0 - V_{nn}^0. \quad (7.14)$$

Дійсна кількість повітря необхідна для згорання,

$$V_n = \alpha \cdot V_n^0 \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (7.15)$$

α - коефіцієнт надлишку повітря, **визначається вимірюваннями**.

4. Об'єм водяної пари у вихідних газах перед УТО при неповному горінні

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot \left[2CH_4 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n - (H'_2 + 2CH'_4) + 0,124d_n + \alpha V_n^0 \right], \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (7.16)$$

d_n – вологовміст повітря перед котлом, $\text{г}/\text{м}^3$, за [25] його приймають $d_n = 13\text{г}/\text{м}^3$.

5.1 Теоретичний об'єм сухих продуктів згорання на 1 м^3 газу

$$V_{c2}^0 = 0,01 \cdot [CO_2 + CO + \sum_m C_m H_n + 0,79 \cdot V_{mn}^0 + N_2/100]. \quad (7.17)$$

5.2 Маса сухих газоподібних продуктів згорання на 1 м^3 природного газу

$$M_{c2} = 0,01 \cdot [\rho_{CO_2} \cdot CO'_2 + \rho_{CH_4} \cdot CH'_4 + \rho_{H_2} \cdot H'_2 + \rho_{CO} \cdot CO' + \rho_{N_2} \cdot N_2] + \rho_{H_2O} \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{H_2O}^0 \text{ кгсг}/\text{м}^3, \quad (7.17a)$$

ρ_{CO_2} , ρ_{CH_4} , ρ_{H_2} , ρ_{CO} , ρ_{N_2} , ρ_{H_2O} – густина двоокису вуглецю, метану, водню, оксиду вуглецю, азоту та сухого повітря за нормальних умов, $\text{кг}/\text{м}^3$.

6. Вологовміст вихідних газів на вході в УТО

$$d'_g = \frac{\rho_{H_2O}^0 \cdot V_{H_2O}}{M_{c2}}, \text{ кг}/(\text{кг сг}) \quad (7.18)$$

$\rho_{H_2O}^0$ – густина водяної пари при нормальних умовах ($0.804 \text{ кг}/\text{м}^3$).

Вологовміст продуктів згорання природного газу для усередненого складу газових родовищ країн СНД залежить в основному від коефіцієнта надлишку повітря в димових газах α , а також від вологовмісту повітря (d_n), яке подається до пальників у топку котла з присмоктуваннями у газоходах. Для будь-яких значень d_n можна використати вираз

$$d'_g = \frac{130 + \alpha d_n}{\alpha - 0,058} \text{ г}/(\text{кг сг}). \quad (7.19)$$

Для $d_n = 10 \text{ г}/(\text{кг сг})$ і коефіцієнті надлишку $\alpha = 1,1 \dots 1,5$, вологовміст продуктів згорання складає $140 \dots 100 \text{ г}/(\text{кг сг})$.

7. Ентальпія вологих димових газів на вході в УТО розраховується за

$$h_{g2} = M_{c2} \cdot (h'_{c2} + d'_g \cdot h'_{np}) \text{ кДж}/\text{м}^3, \quad (7.20)$$

h'_{c2} – ентальпія сухих димових газів на вході в УТО, $\text{кДж}/\text{кг}$; h'_{np} – ентальпія перегрітої водяної пари, яка міститься у димових газах на вході в УТО, $\text{кДж}/\text{кг}$.

8. Ентальпія сухих димових газів на вході у теплообмінник

$$h'_{c2} = c_{p c2} \cdot t'_g, \quad (7.21)$$

$c_{p c2}$ – питома ізобарна теплоємність сухих газів на вході в УТО, $\text{кДж}/(\text{кг К})$; t'_g – температура вологих димових газів на вході в УТО, $^{\circ}\text{C}$.

9. Ентальпія водяної пари на вході в УТО розраховується за формулою

$$h'_{np} = c'_{ps} \cdot t'_s + r + c'_{p np} \cdot (t'_g - t'_s), \quad (7.22)$$

c'_{ps} – питома ізобарна теплоємність води при температурі t'_s , $\text{кДж}/(\text{кг К})$; t'_s –

температура насичення водяної пари при її парціальному тиску в продуктах згорання (P_{H_2O}), °C; r - прихована теплота пароутворення, кДж/кг; $c'_{p\text{ пр}}$ - питома ізобарна теплоємність пари при температурі $t'_в$, кДж/(кгK).

10. Парціальний тиск водяної пари в продуктах згорання па вході в УТО обчислюється за

$$P_{H_2O} = P \cdot \frac{V_{H_2O}}{V_2} \text{ МПа}, \quad (7.23)$$

P - тиск вологих димових газів на вході в УТО, МПа (за відсутності наддуву $P = 0,0981$ МПа).

5.2 Приклад

Визначити кількість теплоти, що віддається вихідними газами КУ водяному УТО, якщо температура газів на вході в УТО $\theta = 350^\circ\text{C}$, а на виході з УТО $\theta' = 200^\circ\text{C}$. Коефіцієнт надлишку повітря прийняти $\alpha = 1.3$, середню об'ємну теплоємність газів прийняти $c_{vc} = 1.415$ кДж/(м³K), середню витрату палива на одну КУ $B = 0,3$ м³/с. В котельні встановлено два котли ($n = 2$), що працюють на газі Дашавського родовища зі складом: $CO_2 = 0.2\%$, $CH_4 = 98,9\%$, $C_2H_6 = 0.1\%$, $C_3H_8 = 0.1\%$, $C_4H_{10} = 0.1\%$, $N_2 = 0.4$ та нижчою теплотою згорання 45 МДж/м³. Обчисліть приріст ККД котлів та економію палива котельнею впродовж 3000 год. експлуатації.

Аналіз

1. За (7.12) розраховуємо теоретичний об'єм повітря необхідний для згорання 1м³ газу

$$V_m^0 = 0,0476 \cdot [2 \cdot 98,9 + 3,5 \cdot 0,3 + 5 \cdot 0,1 + 6,5 \cdot 0,1] = 9,52 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

2. За формулою (7.16) розраховуємо об'єм водяної пари, що утворюється при згоранні 1м³ газу

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot [2 \cdot 98,9 + 0,1 + 1,5 \cdot 0,1 + 2 \cdot 0,1 + 0,124 \cdot 13 + 1,3 \cdot 9,52] = 2,12 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

3. За формулою (7.17) розраховуємо теоретичний об'єм сухих продуктів згорання

$$V_{cr}^0 = 0,01 \cdot [0,2 + 98,9 + 2 \cdot 0,1 + 3 \cdot 0,1 + 4 \cdot 0,1] + 0,79 \cdot 9,52 + 0,4/100 = 8,52 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

4. Розраховуємо повний об'єм продуктів згорання на 1м³ природного газу

$$V_2^0 = V_{cr} + V_{H_2O} = 8,52 + 2,12 = 10,64 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

5. Реальний об'єм газів, що подаються в УТО, з врахуванням надлишку повітря та їх температури перед УТО і беручи до уваги, що працюють два котли, виражається формулою

$$V_\gamma = n \cdot B \cdot [V_\gamma^0 + (\alpha - 1) \cdot V_{oo}] \cdot \frac{\theta + 273}{273}, \quad (7.24)$$

$$V'_{\Gamma} = 2 \cdot 0,3 \cdot [10,64 + 0,3 \cdot 9,52] \cdot (350 + 273) / 273 = 18,48 \text{ м}^3/\text{с}.$$

6. Об'єм газів на виході з УТО при зазначених вище умовах

$$V''_{\Gamma} = 2 \cdot 0,3 \cdot [10,64 + 0,3 \cdot 9,52] \cdot (200 + 273) / 273 = 14,03 \text{ м}^3/\text{с}.$$

7. Середня витрата газів через УТО

$$V_{\Gamma c} = (V'_{\Gamma} + V''_{\Gamma}) / 2 = 16,25 \text{ м}^3/\text{с}.$$

8. Кількість теплоти, що передається від вихідних газів до води в УТО

$$Q_e = V_{\Gamma c} \cdot c_{\Gamma c} \cdot (\theta - \theta') = 16,25 \cdot 1,415 \cdot 150 = 3450 \text{ кДж/с} = 3,45 \text{ МВт}. \quad (7.26)$$

9. Приріст ККД внаслідок використання УТО, див. (11),

$$\Delta \eta = \frac{Q_e}{n \cdot B \cdot Q_H^c} = \frac{3,45}{0,6 \cdot 45} = 0,125 = 12,5\%. \quad (7.27)$$

10. Висновки. Застосування УТО дозволило збільшити ККД бруто КУ на 12,5%, що дало можливість зекономити за час експлуатації котельні впродовж 3000 год.

$$V_e = 16,25 \cdot 1,415 \cdot 10^3 \cdot (350 - 200) \cdot 3000 \cdot 3600 / 45 \cdot 10^6 = 827 \text{ тис. м}^3$$

природного газу. Згадана величина для котельні є технічним потенціалом енергозбереження.

Теоретичний потенціал енергозбереження у нашому випадку рівний (температуру після УТО слід прийняти рівну температурі зовнішнього середовища)

$$V_{e \text{ теор}} = 16,25 \cdot 1,415 \cdot 10^3 \cdot (350 - 20) \cdot 3000 \cdot 3600 / 45 \cdot 10^6 = 1820 \text{ тис. м}^3,$$

тобто майже у два рази більший.

5.3 ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

Відповідно до двох останніх цифр номера залікової книжки за даними табл.1 розрахувати кількість теплоти, що віддається вихідними газами котлів водяному УТО, технічний а теоретичний потенціали енергозбереження, приріст ККД окремого котла та економію палива котельнею впродовж 3000 год. експлуатації.

Таблиця 1.

Дані для розрахунків.

П.о.ц.	α	θ	θ'	τ	n	B	О.ц.	CO_2	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	N_2
	-	°C	°C	год.	-	м ³ /с		%	%	%	%	%	%
0	1,3	380	180	2500	1	0,2	0	0,15	99	0,15	0,10	0,19	0,56
1	1,4	370	190	3000	3	0,3	1	0,20	98	0,12	0,15	0,17	1,56

2	1,5	360	220	3100	4	0,4	2	0,21	97	0,13	0,16	0,13	2,58
3	1,3	340	200	3700	1	0,3	3	0,15	96	0,14	0,17	0,18	3,51
4	1,4	330	210	3200	2	0,4	4	0,25	99	0,16	0,12	0,14	0,58
5	1,2	320	190	2900	1	0,3	5	0,17	98	0,16	0,18	0,12	1,54
6	1,6	390	210	3150	3	0,5	6	0,22	95	0,18	0,12	0,19	4,51
7	1,5	400	250	3600	4	0,3	7	0,25	97	0,13	0,16	0,15	2,56
8	1,4	345	210	3400	2	0,2	8	0,15	99	0,15	0,19	0,18	0,48
9	1,6	375	215	3300	1	0,4	9	0,28	98	0,14	0,11	0,17	1,58

5.4 Питання до захисту роботи

1. Що таке вихід та використання ВЕР?
2. Якими величинами характеризується енергетичний потенціал ВЕР?
3. Наведіть і поясніть вирази, якими характеризується загальний питомий вихід ВЕР.
4. Перерахуйте основні джерела ВЕР за галузями промисловості.
5. Запишіть і поясніть вирази, якими характеризується утилізація вихідних пічних газів для нагріву повітря пальників.
6. Опишіть технологію утилізації теплоти вихідних газів котлів для нагріву повітря при його подачі до пальників котлів.
7. Охарактеризуйте технологію утилізації теплоти вихідних газів котлів для нагріву води у водяних економайзерах.
8. Опишіть технологію використання теплоти вихідних газів печей для генерації пари у котлах-утилізаторах.
9. Поясніть особливість роботи контактного економайзера порівняно з трубчастим.
10. Які контактні економайзери найширше застосовуються на практиці і чому?

ЛІТЕРАТУРА

1. Самохвалов В. С.. Вторинні енергетичні ресурси та енергозбереження. Київ : Центручбової літератури. 2008. 244с.
2. Димо Б. В., Пилипчак В. І. Оцінка енергетичної ефективності теплових систем. Київ : Технології і ремонт. 2008. 144с.
3. Определение температуры точки росы продуктов сгорания природного газа / П. П. Безлюдный, Л. Г. Семенюк, В. Н. Николаев и др. *Изв. вузов. Энергетика*. 1986, № 12. С. 89–90.
4. Семенюк Л. Г. Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания. *Пром. энергетика*. 1987. № 8. С. 47–50.

ЗАНЯТТЯ 8. УТИЛІЗАЦІЯ НИЗЬКОПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ТЕПЛОТИ ТЕПЛОВИМИ ПОМПАМИ

Теплові помпи (ТП), ще їх називають трансформаторами теплоти, набули широкого використання при утилізації низькопотенційної теплоти (температурний рівень $t = -10 \dots +50 \text{ }^\circ\text{C}$).

ТП для систем утилізації низькопотенційної теплоти використовують за двома напрямками: для централізованого теплопостачання проектуєть крупні парокompресорні ТП і водогрійні котли; для децентралізованого теплопостачання використовують ТП малої потужності парокompресорного і термоелектричного типів. Такі установки застосовують у промисловості, житлово-побутовому секторі, а також у сільському господарстві.

За принципом дії найбільшого поширення набули теплові помпи термомеханічного типу, у яких використовують процеси підвищення і зниження тиску робочого тіла. Їх поділяють на компресорні, сорбційні і струминні.

Компресорні установки можуть бути паро- (або газо-) рідинні і газові залежно від характеру зміни стану робочого тіла. У паро- і газорідинних установках стиснення робочого тіла здійснюється при температурах нижчих від критичної, в газових - при температурах вищих від критичної. Для процесу стиснення в компресорних установках зазвичай використовують електричну або механічну енергію.

У сорбційних установках (вони можуть бути як абсорбційними, так і адсорбційними) тиск робочого тіла підвищується в результаті послідовно здійснюваних процесів поглинання робочого агента сорбентом, які супроводжуються відведенням теплоти, і подальшого виділення робочого агента за (допомогою підведення теплоти (десорбція). Носієм енергії в установках сорбційного типу використовують пару, гарячу воду або газ.

Струминні установки засновані на використанні кінетичної енергії робочого тіла для підвищення тиску стисненого агента. Струмінь робочої пари або газу, який виходить з великою швидкістю з сопла, ежектує стиснений потік (всмоктування), потім відбувається стиснення суміші у дифузорі.

1 Термодинамічні характеристики теплових pomp (ТП)

Ефективність ТП характеризують коефіцієнтом перетворення тепла (КПТ), який *рівний відношенню теплоти, що отримується на виході з ТП ΔQ_1 , до затраченої роботи ΔL*

$$K_{\text{ТП}} = \frac{\Delta Q_1}{\Delta L} = \frac{\Delta Q_2 + \Delta L}{\Delta L} = 1 + \frac{\Delta Q_2}{\Delta L}, \quad (8.1)$$

бачимо з (8.1), що КПТ завжди більший від одиниці. Якщо скористатися еквівалентним циклом Карно, то вираз (8.1) можна представити через середні температури процесів отримання і передачі теплоти, $T_{2,c}$ та $T_{1,c}$.

$$KПП = \frac{T_{1,c}}{T_{1,c} - T_{2,c}} = \frac{1}{\eta_t}, \quad (8.2)$$

η_t – ККД машини Карно, що працює між температурами $T_{2,c}$ і $T_{1,c}$.

Теплові помпи є трансформаторами теплоти, які перетворюють низькопотенціальне тепло зовнішнього середовища у тепло вищого потенціалу, що придатне для нагрівання приміщення.

З виразу (8.2) бачимо, що ефективність ТП тим більша, чим менша різниця температур $\Delta T = T_{1,c} - T_{2,c}$. Якщо $\Delta T \gg T_{2,c}$, то з (8.2) можемо отримати

$$KПП = \frac{T_{2,c} + \Delta T}{\Delta T} = 1 + \frac{T_{2,c}}{\Delta T} \rightarrow 1, \quad (8.3)$$

тобто кількість тепла, що передає ТП у приміщення, практично рівна роботі зовнішніх сил ΔL , див. (8.1).

Якщо ж робота виконується електроенергією, то при великій різниці температур ΔT ефективності ТП і прямого перетворення електроенергії у тепло майже однакові.

Таким чином, КПП показує, у скільки раз використання електричної енергії для генерації тепла за допомогою ТП ефективніше від використання цієї ж енергії для прямого нагрівання теплом Ленца-Джоуля.

Порівняємо ефективність ТП і традиційних нагрівачів, наприклад, теплової централі. Для цього використаємо таке поняття, як **коефіцієнт використання палива (КВП)**.

Ця величина (КВП) рівна відношенню кількості тепла на виході з установки $\Delta Q_{кор.}$ до кількості тепла, що знаходиться у паливі $\Delta Q_{пал.}$, що потрапляє на вхід теплогенеруючої установки,

$$КВП = \frac{\Delta Q_{кор.}}{\Delta Q_{пал.}}. \quad (8.4)$$

Для теплоцентралі КВП рівне ККД теплоцентралі і реально ця величина не більша ніж 0,65. КВП для теплової помпи оцінимо у такий спосіб

$$КВП_{мп} = \frac{\Delta L \cdot КПП}{\Delta Q_{пал.}} = \eta_{ел.} \cdot КПП, \quad (8.5)$$

$\eta_{ел.}$ – ККД системи трансформації енергії палива в електричну, включно з передачею її до місця споживання. Приймавши

$$\eta_{ел.} = 0,30 \cdot 0,9 = 0,27,$$

знаходимо, що

$$КВП_{мп} = 0,27 \cdot КПП. \quad (8.6)$$

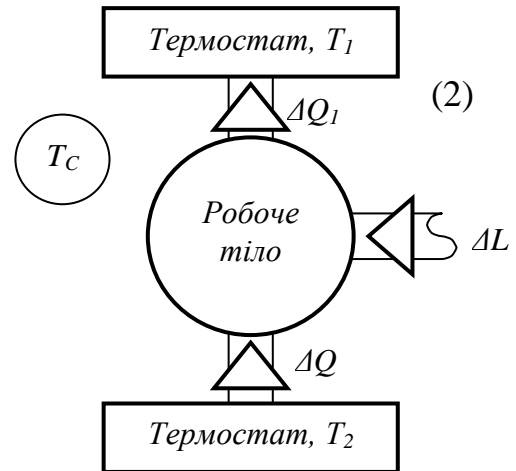


Рис. 8.1. Термодинамічна схема теплової помпи.

Відповідно, відношення KBP для TII та теплової централі таке

$$\psi = \frac{KBП_{mn}}{KBП_{mц}} = \frac{0,27}{0,65} \cdot КПТ = 0,42 \cdot КПТ. \quad (8.7)$$

Отже, з (8.7) бачимо, що вже при $КПТ_0 \geq 2,4$ вигідніше використовувати для підігріву приміщення TII , ніж теплоцентраль з $ККД = 0,65$. За (8.2) величина $КПТ = 2,4$ відповідає усередненій температурі зовнішнього середовища $T_{2,c} = 122 K$ за умови, що температура у приміщенні $T_{1,c} = 293 K$. Але слід мати на увазі, що **реальні температури відбору і передачі тепла повинні бути на 25-35 K вищі від середніх**, тобто термодинамічно ефективним є використання ТП при зовнішній температурі більшій

$$T_c = \frac{35 + (КПТ_0 - 1) \cdot (T_{np} + 2 \cdot 35)}{КПТ_0} = 226 K.$$

При цьому необхідно пам'ятати, що **термодинамічна ефективність** не достатня для прийняття рішення про використання TII у конкретному випадку. Його приймають на підставі техніко-економічного аналізу ситуації.

2 Завдання

Розрахувати діапазон робочих температур у якому повинні працювати теплоносії холодного і гарячого контурів теплової помпи (насоса) (ТП), її теплопродуктивність та споживану електричну потужність, якщо ТП використовують для обігріву приміщення. Джерелом тепла для ТП служить річка, середня температура води якої t_c , а температура у приміщенні t_3 . Нормативні витрати тепла на обігрів приміщення даються залежністю $Q = k \cdot S_{np}$, Теплова схема установки подана на рис. 8.1.

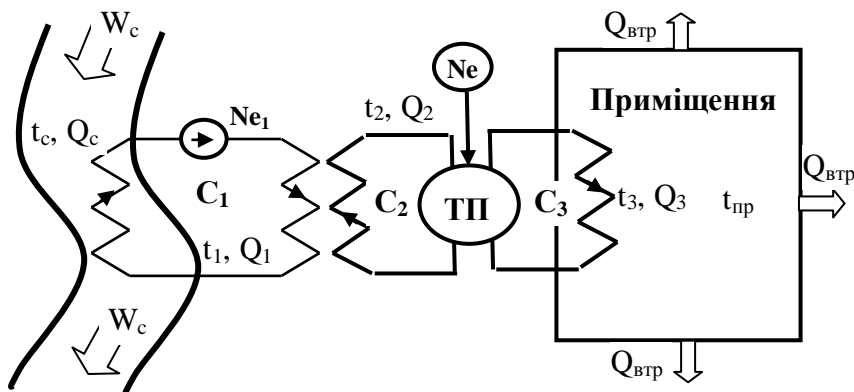


Рис. 8.1. Схема тепlopостачання будинку тепловою помпою (насосом).

2.1 Початкові дані

k	t_c	Ne_1	S_{np}	$K_1 \cdot S_1$	$K_2 \cdot S_2$	η_1	η_2	$k_{кор}$
$кВт/м^2$	$^{\circ}C$	$кВт$	$м^2$	$кВт/К$	$кВт/К$	---	---	---
0.08	7	1.7	150	2300	2100	0.95	0.93	0.7

2.2 Аналіз

1. Необхідно визначити теплопродуктивність ТП. Ця величина залежить від призначення ТП, у даному випадку для нагрівання приміщення. Щоб підтримувати заданий температурний режим у приміщенні **ТП повинна покрити теплові втрати з приміщення**. Прийнемо нормативні затрати на опалення приміщення рівними

$$Q_{em} = k \cdot S_{np}. \quad (8.8)$$

S_{np} – площа приміщення; k – коефіцієнт, залежний від способу опалення та ізоляції приміщення. Переважно $k = 0.05 \dots 0.15 \text{ кВт/м}^2$.

Теплопродуктивність ТП повинна задовольняти умові

$$Q_c > Q_{mn} > Q_{em},$$

оскільки частина теплоти забраної ТП від середовища втрачається у процесі перетворення.

Для наших умов
$$Q_{em} = k \cdot S_{np} = 0.08 \cdot 150 = 12 \text{ кВт}.$$

2. Необхідне тепло ТП забирає з допомогою циркуляційного контуру C_1 з річки при температурі t_c . Позначимо середню швидкість потоку води в річці W_c . Для ефективної роботи ТП необхідно спроектувати ТО для контуру C_1 . Параметри ТО визначаємо з рівняння теплового балансу контуру

$$Q_1 = K_1 \cdot S_1 \cdot (t_c - t_1). \quad (8.9)$$

K_1 , S_1 – коефіцієнт теплопередачі та поверхня теплопередачі в контурі C_1 ; t_c , t_1 – температура води в річці та теплоносія в контурі. Очевидно, що $t_c > t_1$. ТО першого контуру можемо, наприклад, вибрати у вигляді відкритої трубної решітки так, щоб

$$t_1 = t_c - \delta t_1, \quad (8.10)$$

δt_1 – перепад температур у першому контурі.

3. Потік тепла, що його отримує контур C_1 системи опалення

$$Q_1 = \eta_1 \cdot Q_c + Ne_1 \quad (8.11)$$

і він же дається рівнянням (8.2). Розв'язуючи спільно (8.4) та (8.2) отримуємо температуру теплоносія в ТО t_1 ,

$$t_1 = t_c - \frac{\eta_1 \cdot Q_c}{K_1 \cdot S_1}, \text{ отже } \delta t_1 = \frac{\eta_1 \cdot Q_c}{K_1 \cdot S_1}. \quad (8.12)$$

4. Аналогічно визначаємо температуру t_2 у низькотемпературному контурі ТП C_2 ,

$$Q_2 = K_2 \cdot S_2 \cdot (t_1 - t_2). \quad Q_2 = \eta_2 \cdot Q_1 + Ne_2. \quad Ne_2 = G_1 \cdot \Delta P / \eta_{N1}, \quad (8.13)$$

G_1 – витрата теплоносія у першому контурі; ΔP – перепад тиску теплоносія у першому контурі; η_{N1} – ККД насоса першого контуру.

$$t_2 = t_1 - \frac{\eta_2 \cdot Q_1 + Ne_2}{K_2 \cdot S_2}, \quad \delta t_2 = \frac{\eta_2 \cdot Q_1 + Ne_2}{K_2 \cdot S_2}.$$

5. Визначаємо інтервал температур у якому повинна працювати ТП. Температуру холодного контуру C_2 ТП ми визначили, вона рівна t_2 , а температуру гарячого контуру визначаємо з умови, що вона повинна бути мінімум на $\delta t_3 = 10 \dots 15^\circ C$ вищою від температури у приміщенні t_{np} .

$$\min(t) = t_2 = t_c - \frac{\eta_1 \cdot Q_c}{K_1 \cdot S_1} - \frac{\eta_2 \cdot Q_1 + Ne_1}{K_2 \cdot S_2}, \max(t) = t_3 = t_{np} + \delta t_3. \quad (8.14)$$

6. Визначаємо потужність електроприводу ТП. Виходимо з того, що у режимі опалювання ТП повинна компенсувати теплові втрати у приміщенні. За означенням коефіцієнту перетворення теплоти (КПТ) ТП

$$КПТ(t_2, t_3) = \frac{Q_{em} + Ne}{Ne} = 1 + \frac{Q_{em}}{Ne}, \text{ звідси: } Ne = \frac{Q_{em}}{[КПТ(t_2, t_3) - 1]}. \quad (8.15)$$

Для розрахунку потужності потрібної для роботи ТП потрібно мати залежність $КПТ(t_1, t_2)$. Ця функція для кожного типу ТП різна, проте для приблизної оцінки її можна змоделювати, **взявши за основу ТП, працюючу за циклом Карно**. Враховуючи теплоперепади між теплоносіями ТП, зовнішнім середовищем і приміщенням, отримуємо

$$КПТ(t_c, t_{np}) = k_{кор} \cdot \frac{273 + t_{оп} + \alpha_3}{t_{оп} + \alpha_{12} + \alpha_3}, \delta t_{12} = \delta t_1 + \delta t_2. \quad (16)$$

$k_{кор}$ – корегуючий коефіцієнт, що враховує завищення КПТ ТП Карно порівняно з реальною. Прийнемо $k_{кор} = 0.6$. Тоді ТП, що працює в умовах $t_{np} = 20^\circ C$, $\delta t_3 = 15^\circ C$, $\delta t_{12} = 10^\circ C$ буде мати $КПТ = 4.1$, що близьке до реальних величин.

Підставивши отриману величину КПТ в (8.8), знайдемо потужність електропривода ТП,

$$Ne = \frac{Q_{\beta c}}{[КПТ(t_2, t_3) - 1]} = \frac{Q_{\beta c}}{4.1 - 1} = Q_{вт} \cdot 0.32. \quad (8.17)$$

7. Розрахуємо економію електроенергії, яка отримується при використанні ТП, порівняно зі звичайним електрообігрівом. При звичайному електрообігріві $Q_{em} = Ne$, тому

$$\frac{\Delta Ne}{Q_{em}} = 1 - 0.32 = 0.68.$$

2.3 Висновки

Отже застосування ТП для обігріву приміщення у вказаному температурному інтервалі роботи ТП дозволяє економитися біля 68% електроенергії порівняно зі звичайним (Джоулевим) електроопаленням. Застосування ТП для кондиціонування повітря у приміщеннях є перспективним і у найближче десятиліття буде невпинно зростати.

4 Контрольні питання

1. Опишіть схему переносу тепла у ТП та нарисуйте її. Поясніть зв'язок КПТ та ККД машини Карно.
2. Нарисуйте і поясніть термодинамічну схему роботи ТП.
3. Що таке КПТ? Дайте означення і поясніть його залежність від середніх температур підведення і віддачі теплоти.
4. Поясніть зміст поняття КВП, Як використовуючи це поняття порівняти ефективність використання централізованого та ТП тепlopостачання?
5. Перерахуйте галузі застосування ТП. Вкажіть основні їх типи та принципи роботи.
6. У чому перевага ТП перед звичайними електронагрівачами?
7. Поясніть, якою повинна бути кількість теплових контурів в схемі ТП?
8. Як швидко оцінити потребу в потужності тепла необхідного для нагрівання приміщення?

5 Дані для самостійної роботи

Таблиця 2
Початкові дані до самостійного завдання,

Варіант	k	t_c	Ne_1	S_{np}	$K_1 \cdot S_1$	$K_2 \cdot S_2$	η_1	η_2	$k_{кор}$
	кВт/м^2	$^{\circ}\text{C}$	кВт	м^2	кВт/К	кВт/К	---	---	---
0	0.1	9	1.9	170	2100	2200	0.95	0.94	0.65
1	0.12	10	1.8	200	2300	2400	0.92	0.90	0.60
2	0.11	11	1.7	250	2400	2500	0.90	0.894	0.61
3	0.08	12	1.6	270	2450	2650	0.91	0.90	0.62
4	0.085	8	1.9	290	2350	2450	0.92	0.90	0.63
5	0.095	10	2.0	300	2150	2350	0.93	0.91	0.64
6	0.13	9	2.2	350	2250	2290	0.94	0.90	0.65
7	0.12	7	2.5	400	2850	2950	0.95	0.92	0.66
8	0.14	13	2.3	450	2750	2850	0.96	0.94	0.67
9	0.13	14	1.5	170	2360	2450	0.92	0.90	0.68
10	0.085	11	1.7	220	2240	2340	0.91	0.89	0.69
11	0.093	9.5	1.6	270	2350	2450	0.93	0.90	0.60
12	0.091	8.5	1.1	200	2250	2350	0.94	0.91	0.61
13	0.11	15	1.2	290	2270	2370	0.92	0.90	0.62
14	0.12	16	1.3	370	2700	2900	0.96	0.92	0.63
15	0.15	11	1.4	340	2800	3500	0.95	0.93	0.64

6 ЛІТЕРАТУРА

1. Самохвалов В. С. Вторинні енергетичні ресурси та енергозбереження. Київ : Центр учбової літератури, 2008. 224 с.
2. Хайнрих Г., Найорк Х., Нестлер В. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения. Москва : Стройиздат, 1985. 351 с.
3. Крафт Г. Системы низкотемпературного отопления. Москва : Стройиздат, 1983. 108 с.

4. Быков А. В., Шмуйлов Н. Г. Сравнительный анализ характеристик компрессионно – резорбционных и парокompрессионных тепловых насосов. *Холод. техника*. 1991. № 5. С. 8–13.

ЗАНЯТТЯ 9. СХЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ «БОЙЛЕР + ТЕПЛОВИЙ АКУМУЛЯТОР»

1 Опис роботи схеми теплопостачання «бойлер + акумулятор теплоти»

Схема теплопостачання «бойлер + акумулятор теплоти» показана на рис. 9.1. Працює схема так. Споживач тепла, система теплопостачання будинку, вдень отримує тепло від ТА, який створив запас, використовуючи дешеву нічну електроенергію. Якщо виникає дефіцит, то нестачу тепла покриває бойлер. У випадку, коли температура води в мережі вища за номінальну, то насосом H_3 включається система рециркуляції мережевої води. Впродовж дня ТА працює в режимі розрядки і температура води в ньому з часом зменшується, див. рис. 9.1.

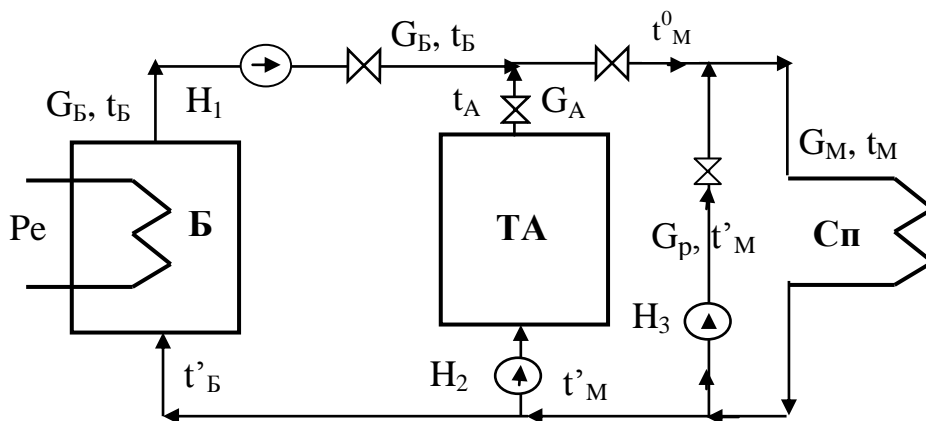


Рис. 9.1. Денний режим роботи системи «бойлер + ТА».

2 Кінетика зміни температури води при розрядці ТА

Кінетика зміни температури *при розрядці ТА* описується рівняннями

$$\frac{dt_A}{d\tau} = -\frac{I}{T_A} \cdot [t_A(\tau) - t'_M], \quad T_A = \frac{V_A}{G_A}. \quad (9.1)$$

$$t_A = t'_m + (t_A^m - t'_m) \cdot \exp\left(-\int_0^{\tau_p} \frac{d\tau}{T_A(\tau)}\right). \quad (9.2)$$

t_A – температура на виході з ТА; t'_m – температура зворотної води в мережі; T_A – час заповнення ТА при витраті G_A ; t_A^m – початкова температура зарядженого ТА; τ_p – час розрядки ТА рівний тривалості денного тарифу за електроенергію.

Якщо витрата G_A стала, то (9.2) спрощується до

$$t_A = t_m' + (t_A^m - t_m') \cdot \exp\left(-\frac{\tau_p}{T_A}\right), \quad (9.2a)$$

бачимо, що температура в ТА впродовж розрядки (денний режим) спадає за експоненціальним законом, див. рис. 9.3.

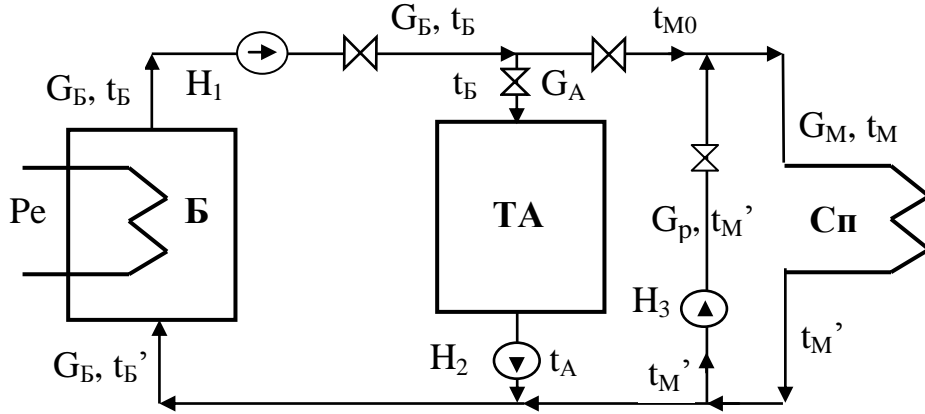


Рис. 9.2. Нічний режим роботи (зарядка) системи «бойлер + ТА».

3 Режим зарядки ТА (нічний тариф)

Схема *режиму зарядки ТА* показана на рис. 9.2. У нічному режимі роботи системи «бойлер + ТА» впродовж часу дії нічного тарифу бойлер заряджає ТА і за зниженою витратою подає тепло в мережу будинку.

Кінетика зміни температури води при зарядці ТА описується рівняннями

$$\frac{dt_A}{d\tau} = -\frac{1}{T_A} \cdot (t_B - t_A), \quad T_A = \frac{V_A}{G_A}. \quad (9.3)$$

$$t_A = t_B - (t_B - t_A^0) \cdot \exp\left(-\int_0^{\tau} \frac{d\tau}{T_A(\tau)}\right), \quad (9.4)$$

t_B - температура води на виході з бойлера; t_A^0 - температура води в ТА перед початком зарядки; τ_3 - час зарядки (тривалості нічного тарифу).

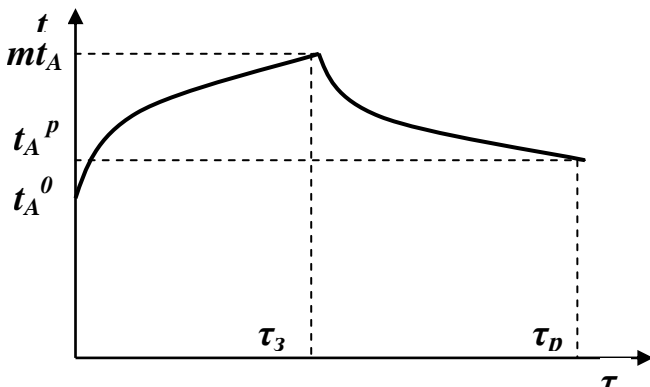


Рис. 9.3. Графік зміни температури води в ТА впродовж циклу «заряд-розряд».

Якщо витрата G_A стала, то (9.4) спрощується до

$$t_A(\tau) = t_B - (t_B - t_A^0) \cdot \exp\left(-\frac{\tau}{T_A}\right), \quad (9.5)$$

Орієнтовний графік зміни температури води в ТА впродовж циклу

«заряд-розряд» показаний на рис. 9.3.

Час розряду ТА більший від часу зарядки. Зауважимо, що температура в кінці розрядки завжди вища від початкової температури зарядки ТА.

Для розрахунку температурного графіку циклу «заряд-розряд» ТА необхідно знати витрату води через ТА.

Ця величина розраховується на підставі теплового і масового балансів у вузлах схеми на рис. 9.1 та 9.2 відповідно для процесів зарядки та розрядки. Розрахункова формула для G_A в процесі зарядки наведена нижче,

$$G_A = G_M \cdot \frac{G_A}{G_B - G_A} \cdot \frac{t_M - t'_B + \frac{G_A}{G_B} \cdot (t_A - t_M)}{t_B - t'_B - \frac{G_A}{G_B} \cdot (t_B - t_A)}, \quad (9.5)$$

G_M – витрата води в мережі; G_B - витрата води через бойлер; t_M – температура води в мережі, t'_B – температура води на вході в бойлер.

Бачимо, що рівняння для визначення G_A може бути розв'язане лише цифровим способом при заданих інших параметрах.

4 Оцінка водного об'єму ТА

Її зробимо прийнявши, що кількість тепла, запасеного в ТА повинна бути не менша ніж потреба у теплі впродовж денного тарифу електроенергії. Результат розрахунку має вигляд

$$V_A = k \cdot G_\mu \cdot \tau \cdot \frac{t_\mu^\delta}{mt_A} \cdot \left(1 - \frac{t'_\mu}{t_B}\right) \cdot \left(1 - \frac{G_\delta}{G_\mu} \cdot \frac{t'_\mu}{t_\mu^\delta}\right), \quad (9.6)$$

прийнявши витрату води в мережі $G_M = 2.8 \text{ м}^3/\text{год.}$, тривалість денного режиму роботи ТА $\tau_d = 14 \text{ год.}$; денну температуру в мережі $t_m^\delta = 70 \text{ }^\circ\text{C}$; максимальну температуру ТА $mt_A = 85 \text{ }^\circ\text{C}$; зворотну температуру з мережі $t_m = 55 \text{ }^\circ\text{C}$; температуру на виході з бойлера $t_B = 95 \text{ }^\circ\text{C}$; $k = 1.0$, отримаємо величину водного об'єму ТА,

$$V_A = 1.0 \cdot \frac{2.8}{3.6} \cdot 14 \cdot \frac{70}{85} \cdot \left(1 - \frac{55}{95}\right) \cdot \left(1 - 0.5 \cdot \frac{55}{70}\right) = 2.3 \text{ м}^3. \quad (9.6a)$$

Якщо використовуються два бойлери, то на кожен бойлер потрібен ТА з водним об'ємом 1.15 м^3 .

5 Оцінка економії коштів при використанню електроенергії за нічним тарифом завдяки ТА

Економія коштів при використанні ТА виникає внаслідок цього, що заряджається ТА за нічним тарифом на електроенергію, а при його розрядці вдень він економить кошти, що відповідають різниці вартості енергії денної розрядки та нічної зарядки. Ця економія дається виразом

$$Ek = C_{\partial} \cdot c_p \cdot \rho \cdot \left[\int_0^{\tau_{\partial}} G_A^{\partial}(\tau) \cdot [t_A(\tau) - t_M'] \cdot d\tau - \frac{C_H}{C_{\partial}} \cdot \int_0^{\tau_H} G_A^H(\tau) \cdot [t_B - t_A^H(\tau)] \cdot d\tau \right], \quad (9.7)$$

C_{∂} , C_H – ціна $\text{кВт}\cdot\text{год.}$ за денним і нічним тарифом. Інші позначення ті, що раніше.

Щоб виконати розрахунок за формулою (9.7) необхідно використати формули (9.5), (9.2) та (9.4) і проінтегрувати вирази за вказаними проміжками часу, що відповідають тривалості денного та нічного тарифів. Наприклад, приймаючи

$$G_A^{\partial} = G_A^H = k \cdot G_M = 3.0 \text{ м}^3/\text{год. та } \tau_{\partial} = 14, \tau_H = 24 - \tau_{\partial}, C_H/C_{\partial} = 0.25, \quad (9.8)$$

після інтегрування (9.7), отримаємо

$$Ek = C_{\partial} \cdot c_p \cdot \rho \cdot G_A \cdot T_A \cdot \left[(mt_A - t_M') \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tau_{\partial}}{T_A}} \right) - \frac{C_H}{C_{\partial}} \cdot (t_B - t_A^0) \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tau_H}{T_A}} \right) \right]. \quad (9.8a)$$

Прийmemo $C_d = 1.2 \text{ грн/кВт}\cdot\text{год.}$, $t_A^m = 87^{\circ}\text{C}$, $t_m' = 55^{\circ}\text{C}$, $t_A^0 = 65^{\circ}\text{C}$,

$t_B = 95^{\circ}\text{C}$ і врахуємо, що τ_H/T_A , $\tau_{\partial}/T_A \gg 1$, T_A – час заповнення акумулятора,

$$Ek = 1.2 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot 2.8 \cdot \frac{0.82}{3.6} \cdot [(87 - 55) - 0.25 \cdot (95 - 65)] = 78 \text{ грн./добу.}$$

6 Висновок

Використання ТА дає економію коштів завдяки зменшенню споживання електроенергії приблизно 78 грн./добу.

Це еквівалентно економії $65 \text{ кВт}\cdot\text{год.}$ електроенергії. Якщо врахувати, що добове енергоспоживання електростанції становить $60 \cdot 24 = 1440 \text{ кВт}\cdot\text{год.}$, то використання ТА дозволяє зекономити біля 4.5% загального енергоспоживання, або 23.7 тис. грн. за опалювальний сезон.

7 Дані для розрахунків

Таблиця 1

Дані для розрахунків.

Номер у списку	Розмірність величини	1	2	3	4	5	6	7	8	9
		10	11	12	13	14	15	16	17	18
G_M	$\text{м}^3/\text{год.}$	2.9	3.2	2.6	3.0	2.7	3.5	2.8	3.4	2.6
G_A^{∂}	$\text{м}^3/\text{год.}$	3.0	4.0	2.0	3.5	4.3	2.8	3.7	4.2	2.9
C_{∂}	грн.	1.2	1.3	1.1	1.25	1.15	1.3	1.35	1.4	1.45
C_H/C_{∂}	---	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.33	0.28	0.35	0.45

k	---	1.0	1.2	1.3	1.4	1.0	1.2	1.3	1.4	1.0
τ_{∂}	год.	12	13	14	11	12	13	14	11	12
t_m^{∂}	$^{\circ}C$	65	70	55	75	65	70	55	75	65
t'_m	$^{\circ}C$	50	45	55	50	45	55	50	45	55
t_{∂}	$^{\circ}C$	95	93	92	95	95	93	92	95	95
t_A^{∂}	$^{\circ}C$	65	67	60	65	67	60	65	67	60
mt_A	$^{\circ}C$	90	85	87	88	90	85	87	88	90

8 Контрольні питання

1. Що таке тепловий акумулятор? Яке його призначення?
2. Які матеріали можуть використовуватися для ТА? Якою властивістю вони повинні володіти?
3. Поясніть, що таке режим зарядки та розрядки ТА?
4. Поясніть, що таке ККД ТА? Які типи ТА вам відомі?
5. Для чого у даній схемі використовують бойлер?
6. Внаслідок чого виникає економія при використанні в системах тепlopостачання ТА?

ЛІТЕРАТУРА

1. Алабовский А. Н., Константинов С. М., Недужий И. А. Теплотехника. Київ : Вища школа, 19166. 255 с.
2. Теплоэнергетика и теплотехника. Справочник / Кн. 4. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. Ред. В. А. Григорьев, В. М. Зорин. М. : Энергоатомиздат, 19169. 5516 с.
3. Мхитарян Н. М. Энергосберегающие технологии в жилищном и гражданском строительстве. Київ : Наукова думка, 2000. 420 с.
4. Димо Б. В., Пилипчак В. І. Оцінка енергетичної ефективності теплових систем. Київ : Технології і ремонт. 2008. 144с.

ЗАНЯТТЯ 10. ВПЛИВ КАРБОНАТНИХ ВІДКЛАДЕНЬ У ВОДОГРІЙНИХ КОТЛАХ НА ЇХ ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ПАРМЕТРИ

1 Характеристики якості води

Для водопостачання енергооб'єктів використовують природні води, тобто води з поверхневих (ріки, озера, моря) та підземних (артезіанські свердловини) джерел. Вони мають різноманітні домішки, що потрапляють до них в результаті природного кругообігу води.

Прийнято класифікувати домішки води за їх розмірами.

1. **Домішки у молекулярному** (розчинені гази: азот N_2 , кисень O_2 , двооксид вуглецю CO_2) та іонному (H^+ , Na^+ , K^+ , Ca^{2+} , Mg^{2+} , $Fe^{2,3+}$, Cl^- , SO_4^{2-} , HCO_3^-) станах, розмір часток (молекул та іонів) менший від 10^{-9} м.
2. **Колоїдні домішки** з розміром твердих часток $10^{-8} - 10^{-6}$ м.
3. **Грубодисперсні домішки** з розміром часток більшим ніж 10^{-5} м.

Якість води для енергооб'єктів характеризують такими показниками:

- **завислі речовини**, mg/dm^3 , характеризує вміст грубодисперсних домішок, ці домішки створюють мутність води;
- **сухий залишок**, mg/dm^3 , визначають випарюванням проби води при температурі $110-120^\circ C$, характеризує кількість домішок у колоїдному та іонному станах, що не розкладаються при цих температурах;
- **мінеральний залишок** (загальний солевміст), mg/dm^3 , визначають як повну масу катіонів та аніонів в одному dm^3 води на підставі даних її хімічного аналізу;
- **прожарений залишок**, mg/dm^3 , характеризує вміст мінеральних речовин, що не розкладаються при температурі $800^\circ C$ (при прожарюванні вигоряють органічні речовини та розкладаються карбонати);
- **окислюваність**, характеризує вміст органічних речовин у воді, її визначають кількістю окислювача $KMnO_4$, що витрачається на окислення води у перерахунку на O_2 , mgO_2/dm^3 ;
- **загальна твердість** (жорсткість) води, рівна сумарній концентрації іонів Ca^{2+} , Mg^{2+} у воді, mol/dm^3 ;
- **карбонатна твердість** (жорсткість) води, рівна сумарній концентрації гідрокарбонатів та карбонатів Ca^{2+} та Mg^{2+} у воді, mol/dm^3 ;
- **загальна лужність** води, рівна сумі концентрацій аніонів слабких кислот (HCO_3^- , CO_3^{2-} , $H_2PO_4^-$) за винятком гідроксиду (OH^-);
- **іонний склад** води, концентрації іонних домішок у воді, mol/dm^3 , переважно це катіони H^+ , Na^+ , K^+ , Ca^{2+} , Mg^{2+} , $Fe^{2,3+}$ та аніони Cl^- , SO_4^{2-} , HCO_3^- , CO_3^{2-} , OH^- , NO_3^- та ін.; слід мати на увазі, що сумарна

еквівалентна концентрація аніонів повинна бути рівна сумарній еквівалентній концентрації катіонів;

- *розчинені гази*, концентрації молекул газів: O₂, N₂; CO₂, моль/дм³.

2 Вплив домішок води на стан енергооб'єктів у процесі їх експлуатації

Домішки води у процесі експлуатації енергооб'єктів є причиною порушень режиму роботи котлів, корозії обладнання та твердих відкладень різної природи на внутрішніх поверхнях водо- та паропроводів. Наприклад, висока лужність котлової води призводить до її пінення у барабані котла та заносу солей у пароперегрівач.

У теплофікаційних та водогрійних котлах на поверхнях теплообміну утворюється карбонатні відкладення CaCO₃, а при температурах вищих від 130°C відкладається також гіпс CaSO₄·2H₂O. На поверхнях трубних систем парових котлів переважно відкладаються продукти корозії обладнання (Fe(OH)₂, Fe₂O₃, FeO, Fe₃O₄). Ці відкладення знижують коефіцієнт теплопередачі і призводять до перевитрати палива і пошкоджень трубних систем.

Можна показати, що коефіцієнт теплопровідності стінки товщиною $l_{\text{н}0}$, яка покрита шаром відкладень з товщиною x , $\lambda(x)$, дається виразом:

$$\lambda(x) = \frac{\lambda_{\text{н}0}}{\frac{l_{\text{н}0}}{l_{\text{н}0} + x} + \frac{x}{l_{\text{н}0} + x} \cdot \frac{\lambda_{\text{н}0}}{\lambda_1}} \quad (10.1)$$

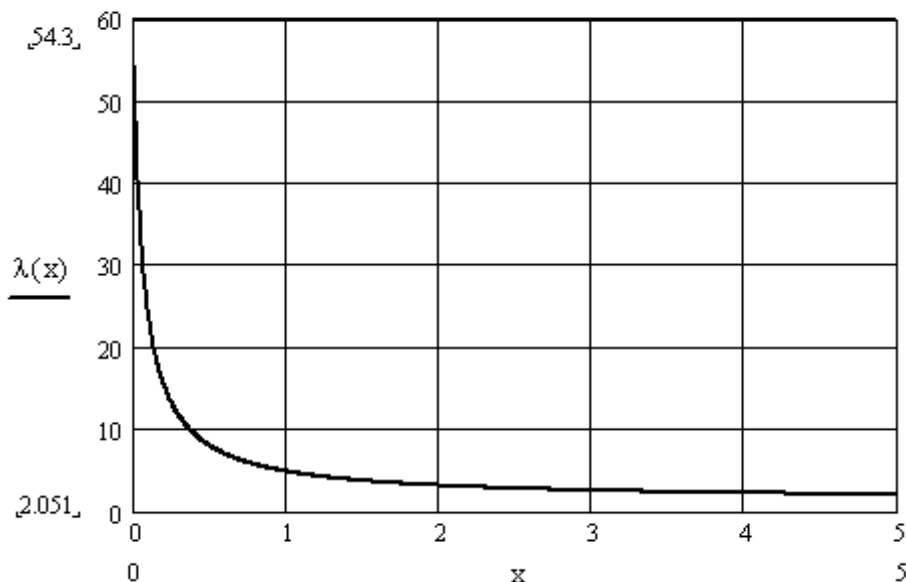


Рис. 10.1. Залежність теплопровідності стінки $\lambda(x)$ за (1) теплообмінника зі Ст-20, $\lambda_{\text{ст}} = 54.3$ Вт/м·К, покритої відкладеннями CaCO₃ товщиною x . мм.

Якщо $\lambda_{\text{н}} \gg \lambda_{\text{ст}}$, то ця величина помітно зменшується при зростанні товщини шару накипу, див. рис.10.1. Навіть тонкий шар накипу ($x = 0.5-3.0$

мм при $\lambda_n = 1.3 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$) багатократно гальмує процес теплопередачі у теплообмінниках і знижує їх ККД.

Особливо шкідливими з т.з. витрати енергії є відкладення на трубних пучках котлів. На рис. 10.2 наведені дані Данської компанії "HYDRO-X" щодо перевитрати палива внаслідок забруднення поверхонь теплообміну відкладеннями. З рис.10. 2 бачимо, що шар відкладень товщиною 3 мм призводить до перевитрати палива на 25%.

Розрізняють **первинні таі вторинні** відкладення.

Первинні відкладення – кристалічні відкладення, що безпосередньо утворюються на поверхнях нагріву;

вторинні – грубодисперсні тверді частинки, що утворився в об'ємі води, які осідають у застійних зонах системи водоводів.

Зауважимо, що дуже шкідливими є відкладення кремнієвої кислоти та мікроорганізмів. Теплопровідність таких відкладень у 3-4 рази нижча від такої ж для карбонатів. Тому малопомітний шар цих відкладень товщиною всього 0.5 мм еквівалентний за зниженням теплопровідності шару карбонатів товщиною 1.5- 2.0 мм.

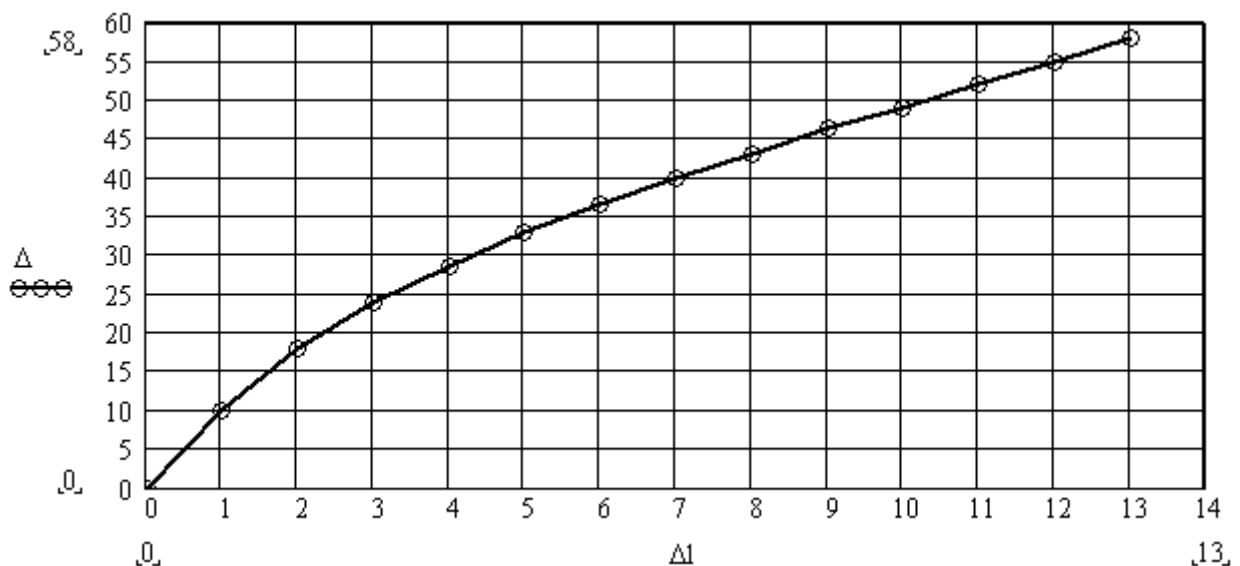


Рис.10.2. Залежність перевитрати палива у відсотках від товщини (мм) карбонатних відкладень на поверхнях теплообміну, дані "HYDRO-X".

Молекулярні домішки води O_2 та CO_2 є причиною хімічної корозії та відповідного пошкодження обладнання.

Відкладення у теплообмінниках призводить до:

1. Зниження (при товщині відкладень 2.5 – 4.5мм) ККД теплообмінників та перевитрат теплової енергії на 20 – 30%, див. рис. 10.2.

2. Звуження “ живого ” перерізу трубних систем і т.ч. збільшення витрати електроенергії на переміщення теплоносія на 10 – 15%.

3. Підвищеної корозії трубопроводів і, відповідно, зниження міцності екранних трубок, що має наслідком їх здуття та пропалини, скорочення

строків роботи на 30% і зростання загальних ремонтних затрат на 15-25%.

4. Погіршення якості та підвищення ціни кінцевого продукту, наприклад, якщо пара чи гаряча вода використовуються в технологічному процесі.

5. Зростання затрат на екологічні податки внаслідок теплового та хімічного забруднення середовища.

3 Вплив відкладень на ККД водогрійного котла

ККД брутто водяного підігрівача визначимо стандартним чином як відношення теплоти нагрітої води $Q_{нг}$ на виході з котла до теплоти, що виділилася при спалюванні палива $Q_{сп}$,

$$\eta = \frac{Q_{нг}}{Q_{сп}} = \frac{G_{в} \cdot c_{р} \cdot \Delta t_{нг}}{Q_{сп}}, \quad (10.1)$$

$G_{в}$, $c_{р}$, $\Delta t_{нг}$ – витрата води через котел, питома теплоємність води та температура нагріву води в котлі, °С.

При відкладенні накипу коефіцієнт теплопередачі від топкових газів до води зменшується і температура нагріву води знижується. Щоб *підтримати температуру нагріву при сталій витраті води незмінною, необхідно спалювати більшу кількість палива тому ККД котла з відкладеннями η' зменшується*

$$\eta' = \frac{Q_{нг}}{Q'_{сп}} = \frac{G_{в} \cdot c_{р} \cdot \Delta t_{нг}}{Q'_{сп}}. \quad (10.2)$$

З формул (10.1) і (10.2) визначаємо відносну зміну ККД котла, що виникає внаслідок відкладень

$$\varepsilon_{\eta} = \frac{\eta - \eta'}{\eta} = 1 - \frac{Q_{сп}}{Q'_{сп}} \approx \frac{\Delta t}{\Delta t_{нг}}, \quad (10.3)$$

Δt – зниження температури води, що підігрівається, внаслідок відкладень на трубній системі котла.

Можна показати, що відносна зміна ККД котла рівна

$$\varepsilon_{\eta}(x) \approx \frac{\Delta t}{\Delta t_{нг}} \approx \frac{K - K'}{K} = \frac{K \cdot x}{\lambda_x + K \cdot x}, \quad (10.4)$$

λ_x , x – теплопровідність та товщина накипу; K – коефіцієнт теплопередачі трубної системи котла.

Визначимо величину *приросту потужності генерації тепла, що потрібна для підтримки сталої температури води на виході з котла внаслідок відкладень*

$$\Delta Q = Q'_{сп} - Q_{сп}; \quad Q_{сп} \cdot \eta = G_{в} \cdot c_{р} \cdot \Delta t_{нг} = Q'_{сп} \cdot \eta', \quad \text{звідси: } Q'_{сп} = \frac{\eta}{\eta'} \cdot Q_{сп}. \quad (10.5)$$

На підставі (10.5) можемо записати

$$\Delta Q = Q_{\text{сп}} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta'} - 1 \right) = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{нр}} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta'} - 1 \right). \quad (10.6)$$

Перетворимо дужку в (10.6), використовуючи (10.3),

$$\Delta Q(x) = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{нр}} \cdot \frac{\varepsilon_{\eta}(x)}{1 - \varepsilon_{\eta}(x)}. \quad (10.7)$$

Формули (10.4) і (10.7) дозволяють за відомими параметрами відкладень та режиму роботи теплової мережі визначити відносне зменшення ККД водогрійного котла та перепад палива, зумовлені відкладеннями.

На підставі виразів (10.1) і (10.7) можемо визначити відносну величину перепаду палива, зумовлену відкладеннями

$$\varepsilon_Q = \frac{\Delta Q(x)}{Q(0)} = \eta \cdot \frac{\varepsilon_{\eta}(x)}{1 - \varepsilon_{\eta}(x)} = \eta \cdot \frac{K \cdot x}{\lambda_x}. \quad (10.8)$$

З формули (8) випливає, що відносна зміна величини перепаду палива зростає пропорційно до товщини шару відкладень. Це вказує на те, що вираз (10.8) адекватний лише при малих товщинах відкладень, орієнтовно 0...3мм.

З (10.8) випливає також, що найбільш чутливими до відкладень є котли з високим коефіцієнтом теплопередачі K , тобто сучасні високоефективні котли.

Зауваження

Відкладення на трубній системі котла знижують коефіцієнт теплопередачі. Щоб забезпечити незмінною температуру нагріваної води доводиться перепалювати паливо. Внаслідок цього в топці котла виділяється більше тепла, яке не передається воді, а викидається у димову трубу, що призводить до підвищення температури димових газів. Отже зростання температури димових газів котельних агрегатів сигналізує про забруднення їх трубних систем.

4 Завдання

1. На підставі формули (10.4) дослідити залежність відносного зменшення ККД водогрійного котла від товщини накипу, $0.0005 < x < 0.005$ м та величини теплопровідності накипу, $0.5 < \lambda < 5$.

2. Використовуючи формули (10.4) і (10.7) дослідити залежність величини перепаду палива від товщини та величини теплопровідності відкладень.

3. Проаналізувати відносну величину перепаду палива на підставі (10.8).

4. Виразити величину перепаду палива (теоретичного потенціалу енергозбереження) в термінах умовного палива впродовж опалювального сезону залежно від товщини та теплопровідності накипу.

5. Всі графіки виконувати, використовуючи MathCad, чи інший програмний продукт, у зручному масштабі та з координатною сіткою. Графіки супроводжувати підписами і коментарями.

6. Побудувати 3-D графік залежності $\varepsilon_Q(x,\lambda)$ і зробити відповідні висновки щодо цієї залежності.

7. Поясніть, як маючи залежність $\varepsilon_Q(x,\lambda)$, обґрунтувати рішення щодо необхідності чистки котла та теплофікаційної мережі.

8. Які варіанти чистки вважаєте найкращими: періодичну чистку механічними засобами, або хімічними; очищення «на ходу» шляхом дозування антинакипів; підтримку необхідної якості води в мережі, яка не допускає відкладень взагалі? Обґрунтуйте відповідь.

9. Дані для розрахунків взяти з табл. 1.

Таблиця 1.

Дані для розрахунків

П.о.ц.	K, Вт/м ² К	G, м ³ /год.	τ , год.	О.ц.	λ , Вт/мК	$\Delta t_{\text{нг}}$, °С	x, м
0	600	250	2000	0	0.85	80	0.001
1	900	300	2500	1	0.75	75	0.002
2	800	350	3000	2	1.30	85	0.003
3	750	600	2350	3	1.80	65	0.002
4	940	370	3100	4	2.50	70	0.004
5	700	540	2700	5	3.00	60	0.003
6	850	500	2300	6	4.50	82	0.002
7	650	400	3500	7	2.60	77	0.001
8	820	450	3100	8	1.50	86	0.002
9	730	650	2650	9	2.60	82	0.005

5 Висновки

На підставі аналізу отриманих графіків зробити висновки про вплив товщини, коефіцієнта теплопровідності відкладень на ККД котла.

Що на вашу думку краще – періодичні чистки котла чи забезпечення безнакипної роботи котлів?

6 Питання до захисту роботи

1. Коротко опишіть існуючі конструкції водогрійних котлів. Як маркуються такі котли? До яких температур нагрівається вода в котлах?

2. Як класифікують домішки у природній воді? Які з них затримуються, а які ні механічними фільтрами?

3. Якими показниками характеризується якість води? Назвіть показники якості, що небезпечні з т.з. відкладень. Назвіть величини цих показників, що допустимі для мережевої води.

4. Поясніть, як змінюється теплопровідність стінки водогрійної трубки при утворенні на ній відкладень?

5. Які відкладення більш небезпечні щодо зниження коефіцієнта теплопередачі трубної системи, тверді, чи пористі, желеподібні, чому?

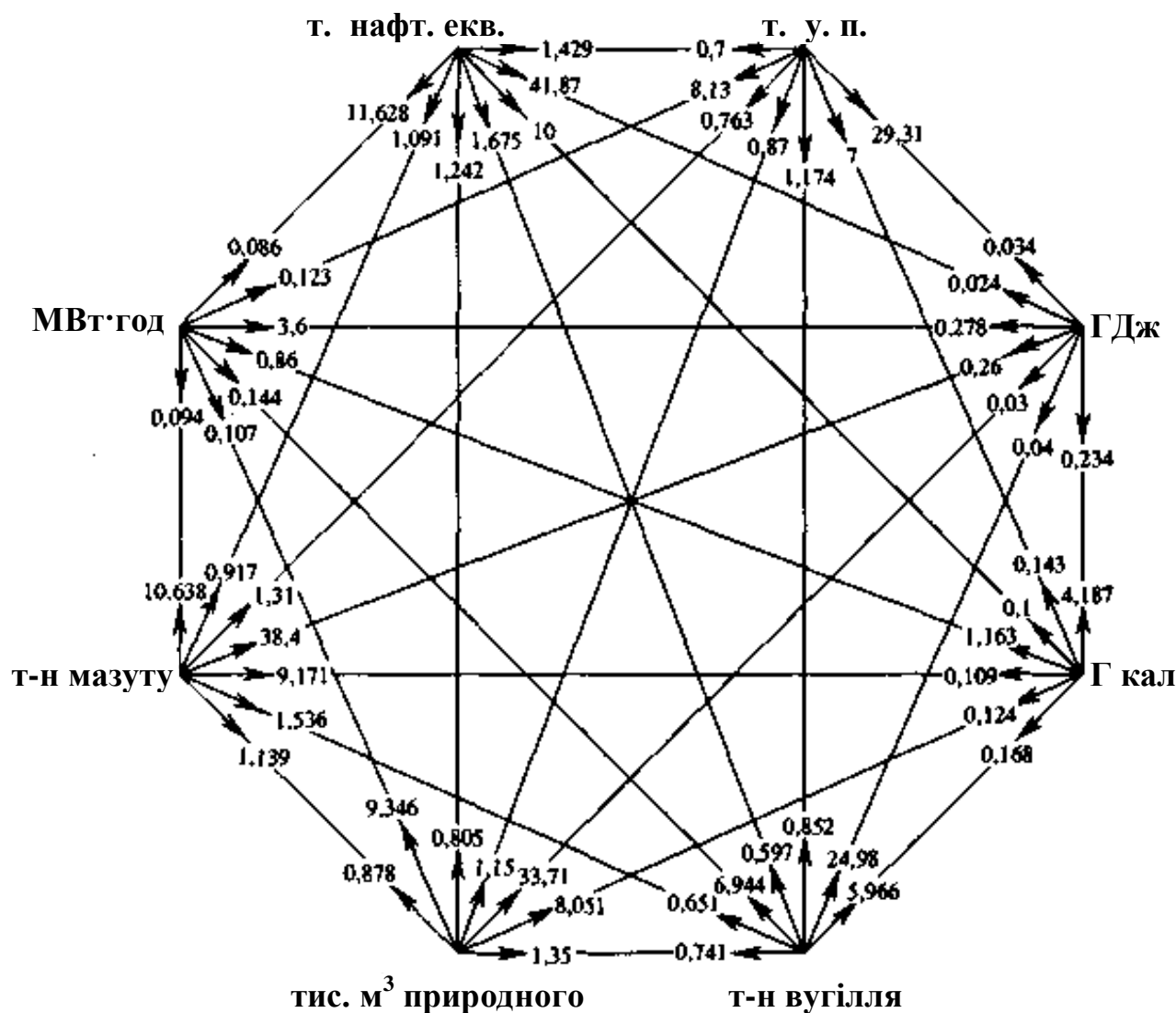
6. До яких негативних наслідків призводять відкладення на теплообмінному обладнанні, чому?
7. Запишіть і поясніть зміст ККД бруто для котла. Чому цей ККД зменшується при відкладеннях?
8. Запишіть та поясніть вираз для відносного зменшення ККД бруто при відкладеннях.
9. Поясніть рівняння (10.5), як приходимо до виразу $Q'_{\text{сп}} = \frac{\eta}{\eta'} \cdot Q_{\text{сп}}$? Про що свідчить лінійна залежність відносної величини перепаду палива від товщини накипу, див. (10.8)?
10. Запишіть і поясніть вираз для теоретичного потенціалу енергозбереження у цій роботі. Якими способами можна знизити втрати палива у тепловій мережі, що працює з накипоутворюючою водою?

7 ЛІТЕРАТУРА

1. Кочмарський В. З., Костюк О. П., Тимейчук О. Ю. Перепад та зниження ККД водогрійних котлів внаслідок відкладень. *Вісник НУВГП, Сер.: Техн. науки*. Вип. 1(97). Рівне, 2022. С. 148–158. doi.org/10.31713/vt202214
2. Алабовский А. Н., Недужий И. А. Техническая термодинамика и тепло- передача. Київ : Вища школа, 1990. 252 с.
3. Приходько М. А., Герасимов Г. Г. Термодинаміка та теплопередача. Рівне, 2008. 250 с.
4. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий / Под ред. Ильченко О. Т. Харьков : Высшая школа, 1985. 385 с.
5. Справочник по теплообменным аппаратам / Бажан П. И., Каневец Г. Е., Селивестров В. М. Москва : Машиностроение, 1989. 367 с.

Додаток 1

Діаграма перерахунку енергетичних величин



т. у. п. – 1 тонна умовного палива Теплотворна здатність палива

вугілля $Q_H^p = 24,98$ МДж/кг

т. нафт. екв. – 1 тонна нафтового еквіваленту

природний газ $Q_H^p = 33,71$ МДж/м³

мазут $Q_H^p = 38,40$ МДж/кг.

Довідкова інформація. Префікси

к – кіло- 10^3

М – мега - 10^6

Г – гіга - 10^9

Т – тера - 10^{12}

П – пета- 10^{15}

Е – екса - 10^{18}

м – мілі - 10^{-3}

мк – мікро - 10^{-6}

н – нано - 10^{-9}

п – піко - 10^{-12}

Ф – фемто - 10^{-15}

а – атто - 10^{-18}

Додаток 2

Розрахунковий сухий залишок котлової води для котлів типу ДКВР, ДКВ та КРШ з врахуванням навантаження до 150 % від номінального

Тип сепараційного пристрою	Сухий залишок, мг/кг (не більше)
Механічні внутрішньо-барабанні сепараційні пристрої	3 000
Те ж з застосуванням внутрішньо-барабанних циклонів	4 000
Двоступеневе випаровування і механічні внутрішньо-барабанні сепараційні пристрої	6 000
Двоступеневе випаровування з виносним циклоном	10 000

Додаток 3

Основні параметри для розрахунку теплових втрат від хімічної неповноти згорання палива (для основних видів палива)

Вид палива	P , кДж/м ³	RO_2^{\max}	Q_H^p , кДж/кг
Мазут	4061,4	16,5	39 776,5
Природний газ	4187,0	11,8	35 589,5
Кам'яне вугілля	3935,8	19,0	25 122,0
Буре вугілля	3475,0	20,0	12561,0
Торф	3601,0	18,5	10719,0
Дрова	3664,0	20,5	10216,0

Додаток 4

Основні параметри для розрахунку теплових втрат від хімічної неповноти згорання палива (для основних видів палива)

Вид палива	P , кДж/м ³	RO_2^{\max}	Q_H^p , кДж/кг
Мазут	4061,4	16,5	39 776,5
Природний газ	4187,0	11,8	35 589,5
Кам'яне вугілля	3935,8	19,0	25 122,0
Буре вугілля	3475,0	20,0	12561,0
Торф	3601,0	18,5	10719,0
Дрова	3664,0	20,5	10216,0

Додаток 5

Результати розрахунку наднормативних втрат тепла з 100 п.м. теплотраси за опалювальний період залежно від стану теплової ізоляції для розрахункових умов місцезрешташування об'єкту

№ з/п	Технічний стан теплової ізоляції, умов експлуатації	K	Питомі понаднормативні втрати через теплову ізоляцію Гкал/100 м за опалювальний період			
			Діаметр, мм			
			300	400	500	600
1	Незначне руйнування покривного і основного шарів ізоляційних конструкцій	1,4	33,5	40,6	48,8	54,2
2	Ущільнення ізоляції зверху трубопроводу і обвисання знизу	1,7	58,7	71,1	85,3	94,8
3	Часткове руйнування теплової ізоляції, ущільнення основного шару ізоляції на 30–50 %	1,9	75,4	91,4	109,7	121,9
4	Ущільнення основного шару ізоляції на 75 %	3,5	209,5	254	304,8	338,5
5	Незначне зволоження ізоляції на 10-15 %	1,5	41,9	0,8	61	67,7
6	Зволоження ізоляції на 20-30 %	2,3	108,9	132,1	158,5	170
7	Зволоження ізоляції на 40-60 %	4,0	251,4	304,8	365,7	406,2
8	Повне руйнування (відсутність теплової ізоляції)	9,0	670,4	812,8	975,2	1083,2

Додаток 6

Непродуктивні втрати з неізолюваної поверхні при різній температурі (t навколишнього середовища = 25 °C), ккал/м·год

Температура теплоносія, °C	Діаметр трубопроводу, мм												Плоска стінка ккал/м ² ·год
	32	57	76	108	133	159	216	267	318	368	420	494	
70	42	79	101	138	163	198	261	324	379	431	499	494	
90	65	112	157	214	262	306	417	490	598	672	771	763	
110	89	164	218	315	372	435	594	705	837	970	1093	1086	
130	123	215	286	416	503	591	792	962	1142	1314	1476	1470	
150	157	287	367	532	644	766	1020	1239	1448	1679	1800	1870	
170	201	361	460	663	798	956	1068	1534	1813	2081	2360	2314	
190	245	444	572	804	979	1174	1545	1881	2228	2564	2870	2808	
210	299	536	683	965	1174	1413	1861	2256	2528	3097	3452	3322	
230	352	628	819	1141	1384	1672	2217	2691	3136	3670	4115	3877	
250	416	725	951	1332	1624	2040	2605	3157	3657	4282	4835	4481	
270	480	838	1113	1537	1894	2310	3023	3663	4284	4965	5617	5185	
290	553	961	1284	1768	2173	2589	3410	4189	4968	5688	6479	5879	
310	627	1086	1466	2023	2473	2939	3958	4775	5712	6482	7432	6673	
330	708	1236	1667	2290	2834	3348	4545	5461	6487	7416	8445	7568	
350	795	1398	1879	2590	3224	3778	5173	6197	7272	8400	9528	8562	
370	889	1565	2096	2921	3614	4247	5811	6983	8207	9432	10658	9555	
390	1003	1759	2332	3293	4004	4786	6337	7769	9191	10565	11840	10550	
450	1364	2415	3217	4495	5474	6553	8710	10677	12545	14115	15585	14032	

Додаток 7

Втрати тепла неізольованими вентилями, засувками і компенсаторами при $t = 25^{\circ}\text{C}$,
ккал/год.

Діаметр умовного проходу трубопроводу, мм	Температура теплоносія, $^{\circ}\text{C}$										
	70	80	90	100	150	200	250	300	350	400	500
	Втрати тепла ізольованим проводом, ккал/год										
25	93	106	120	133							
32	119	136	153	170							
40	148	170	191	212							
50	186	212	239	265	475	765	105	1510	1990	2520	3700
65	208	238	267	297							
80	230	263	296	329							
100	260	298	335	372	600	105	148	2080	2740	3520	5300
125	306	350	393	437							
150	351	401	451	501	885	139	197	2720			
200	441	504	567	630	111	174	246	3360	4540	8500	
250	559	638	718	798	139	218	308	4205			
300				965	168	263	370	5050	6650	8500	12500
400				126	225	350	496	6700	8850	1110	16700
500				156	276	430	615	8450	11250	1450	21200

Додаток 8

Теплові втрати для ізольованих поверхонь з 1 м довжини циліндричного об'єкту та з 1 м² плоских і криволінійних поверхонь при температурі повітря у приміщенні 25 °С, ккал/м·год (ккал/м²·год)

Зовнішній діаметр неізольованих труб, мм	Температура теплоносія, °С							
	50	75	100	150	200	250	300	350
10	7	12	18	30	41	53	64	76
20	10	16	23	37	50	64	77	90
32	12	20	28	43	58	74	90	105
48	13	22	31	49	65	84	102	119
57	14	23	32	53	70	90	108	127
76	15	25	37	58	78	99	120	141
89	16	27	39	62	82	105	126	149
108	22	34	45	68	90	113	137	160
133	27	40	53	76	101	120	152	176
159	31	45	60	84	112	140	166	192
194	35	50	66	93	124	153	182	212
219	38	52	70	100	132	165	196	227
273	42	59	78	111	146	183	218	253
325	45	65	85	122	160	200	240	273
377	50	70	92	131	175	218	260	300
426	53	75	98	140	190	235	280	322
478	60	83	109	155	205	253	303	340
529	66	90	120	170	220	270	325	375
630	82	ПО	140	195	253	310	370	425
720	95	125	160	220	280	340	405	470
820	НО	145	180	250	315	380	445	515
920	135	165	205	275	345	415	480	555
1020	150	190	226	300	370	450	525	600
1420	210	260	300	400	500	585	680	780
1820	265	320	370	490	600	700	830	940
2000	290	355	410	560	760	780	900	1030
Плоска поверхня	50	58	65	80	95	109	124	138