

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

**ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ
з курсу

«ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ»

*(для студентів 2 курсу денної та 3 курсу заочної
форм навчання за напрямом підготовки
6.050701 «Електротехніка та електротехнології»
та слухачів другої вищої освіти за спеціальністю
«Електротехнічні системи електроспоживання»)*

Методичні вказівки до виконання курсової роботи з курсу «Енергетичні установки» (для студентів 2 курсу денної та 3 курсу заочної форм навчання за напрямом підготовки 6.050701 «Електротехніка та електротехнології» та слухачів другої вищої освіти за спеціальністю «Електротехнічні системи електроспоживання») / Харк. нац. акад. міськ. госп-ва; уклад.: В. А. Маляренко, І. О. Темнохуд. – Х.: ХНАМГ, 2012. – 28 с.

Укладачі: д.т.н., проф. В. А. Маляренко,
асистент І. О. Темнохуд

Рецензент: к.т.н., доц. Д. С. Шимук

*Рекомендовано кафедрою "Електропостачання міст",
протокол засідання №1 від 13.09.2012р.*

Мета цієї курсової роботи - закріплення знань з курсу “ Енергетичні установки”, придбання досвіду у виборі джерела тепlopостачання, розрахунку теплового навантаження і споживання теплоносія, визначенні основних параметрів пари і теплових мереж, проведенні теплового і гідравлічного розрахунків, оцінці питомої вартості теплоти; ознайомлення з нормативними даними, стандартами і нормами проектування.

1. ЗМІСТ РОБОТИ

Курсову роботу виконують згідно з індивідуальним завданням і вона містить розрахунково-пояснювальну записку.

Зміст курсової роботи складається з таких основних етапів:

- визначення основних відсутніх параметрів теплоносія (пари);
- вибір і обґрунтування типу прокладки паропроводу;
- гідравлічний розрахунок паропроводу;
- тепловий розрахунок паропроводу;
- вибір джерела тепlopостачання і типового проекту котельної;
- визначення річної витрати палива і оцінка питомої вартості відпущеного тепла.

2. ВИХІДНІ ДАНІ

Для виконання курсового проекту наведені такі вихідні дані:

теплоносій - водяна пара;

тиск пари на виході з теплової мережі P , МПа;

ентальпія перегрітої пари i_n , кДж/кг;

мінімальна температура повітря t_n , °С;

довжина паропроводу l , м;

теплове навантаження Q , ГДж/год.

Варіанти вихідних даних наведені в табл. 1.

3. ВИЗНАЧЕННЯ ВІДСУТНІХ ДАНИХ

3.1. Згідно із залежностями термодинамічних властивостей води і пари [1, 5] наведені основні параметри насиченої водяної пари (аргумент - тиск), виходячи з яких треба визначити такі відсутні дані: температуру насиченої пари (температуру кипіння-насичення) $t_n, ^\circ\text{C}$; ентальпію сухої насиченої пари i'' , кДж/кг .

Для розрахунків приймаємо: середню питому теплоємність пари $c_p = 2,0 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, ентальпію конденсату, що повертається джерелу теплопостачання - $i_k = 293 \text{ кДж/кг}$.

3.2. В основу визначення відсутніх параметрів теплоносія покладено вихідні дані і зображення процесу пароутворення у робочій ($P - V$) та тепловій ($T - S$) діаграмах [1 - 4]. Аналітичні залежності між параметрами водяної пари занадто складні, щоб ними було зручно користуватись в інженерних розрахунках. Тому згідно з аналітичними та іншими теоретично-експериментальними залежностями, складені таблиці й діаграми для визначення параметрів стану води і водяної пари [1 - 5].

При цьому маємо на увазі, що загальний метод розрахунку по $T - S$ і $I - S$ - діаграмам такий: по відомим параметрам наноситься початковий стан процесу, визначаються параметри пари в кінцевій точці і проводиться лінія термодинамічного процесу пароутворення при постійному тиску.

У завданні наведені тиск і ентальпія перегрітої пари на виході з паропроводу (на вході у ЦТП). Треба визначити:

3.2.1) величину перегріву пари.

Виходячи з того, що $i_n = i'' + c(t_{nep} - t_n)$

$$(t_{nep} - t_n) = \Delta t_{nep}$$

маємо

$$\Delta t_{nep} = \frac{i_n - i''}{c_p}, ^\circ\text{C}$$

де i'' - ентальпія сухої насиченої пари при заданому тиску й температурі насичення, кДж/кг ;

3.2.2) температуру перегрітої пари.

$$t_{неp} = t_n + \Delta t_{неp}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.2.3) після визначення вихідних даних та параметрів пари, що були названі вище, стає можливим зображення процесу пароутворення у P - V і T - S - діаграмах [1 - 4].

3.3. Споживачі тепла і визначення теплових навантажень

Основними споживачами тепла в системах тепlopостачання є системи опалення, вентиляції, кондиціонування повітря, гарячого водopостачання, виробничо-технологічні процеси. Для цих споживачів потрібні теплоносії різної кількості й різної якості. Усі ці вимоги повинна задовольняти система тепlopостачання.

При проектуванні систем тепlopостачання одним з основних завдань є визначення розрахункових потреб споживачів у теплі [8 - 10].

Розрахунковими тепловими навантаженнями називаються максимальні теплові навантаження, на які розраховано системи.

Теплові навантаження визначають по їх окремих видах (на опалення $Q_{o\ max}$, вентиляцію $Q_{в\ та}$, кондиціонування повітря $Q_{конд\ тах}$, гаряче водopостачання $Q_{г.в.\ тах}$ та виробничо-технологічні процеси $Q_{вир\ тах}$) згідно з відповідними проектами. За відсутності проектів теплові навантаження визначають згідно із стандартами і нормами проектування [5 - 10] по укрупненим показникам, якими користуються при проектуванні теплових мереж, що передають гарячу воду з температурою $t \leq 200 \text{ } ^\circ\text{C}$, тиском $P_y \leq 2,5 \text{ МПа}$ і паром з температурою $t \leq 440 \text{ } ^\circ\text{C}$, тиском $P_y \leq 6,2 \text{ МПа}$ від джерела до абонентів [6,7].

Максимальні теплові потоки на виробничо-технологічні потреби і кількість конденсату, яка повертається, приймають згідно з проектами промислових підприємств [9]. При цьому враховується незбіжність максимальних теплових потоків на різні процеси з урахуванням їх галузевої приналежності і нерівномірності у структурі споживання. Для встановлення режиму роботи системи тепlopостачання треба побудувати три основних графіки теплових навантажень: добовий, річний та зміни теплового навантаження щодо тривалості стояння зовнішніх температур (для районів, де головне навантаження - сезонне) і щодо тривалості сезонного споживання [6].

Внаслідок неупорядкованого споживання тепла виникає пікове навантаження джерела тепlopостачання, що призводить до значного збільшення витрат палива. Щоб уникнути цього, треба вирішити завдання оптимізації споживання теплоти різними споживачами. Рішення проводять методом нелінійного математичного програмування (з урахуванням потужності окремих споживачів і обсягів споживання) на ПЕОМ [6]. Визначають оптимальний максимум спо-

живання або навантаження джерела тепlopостачання (максимум часового теплового навантаження $Q_{m.g}$, ГДж/год, наведений у завданні на курсову роботу).

Упорядкований графік постачання дозволяє зняти пікове навантаження, визначити теплове навантаження окремих споживачів та послідовність їх включення у загальний технологічно-виробничий процес [6 - 10].

3.4. Визначення споживання теплоносія

3.4.1. Виходячи з п. 3.3 у завданні на курсову роботу наведено максимальне теплове навантаження в годину $Q_{max год}$. Теплоносій - водяна пара, що використовується споживачем. Виходячи з цього, визначимо сумарну розрахункову витрату пари в теплових мережах для забезпечення підприємств з різним добовим режимом роботи з урахуванням незбіжності максимальних витрат пари окремими підприємствами (споживачами).

3.4.2. Визначення максимальної витрати теплоносія (кг/с)

$$D'_{n max} = \frac{Q_{max}^{год}}{i_n - i'} = \frac{10^6}{3600} \frac{Q_{max}^{год}}{i_n - i'}$$

$$D'_{n max} = 278 \frac{Q_{max}^{год}}{i_n - i'}, \text{ кг/с,}$$

де Q_{max} - максимальне теплове навантаження у годину, ГДж/год (із завдання); i' - ентальпія конденсату, що повертається джерелу тепlopостачання, $i' = i_k = 293$ кДж/кг.

У разі відсутності проектних добових графіків витрати пари дозволяється до добових втрат пари вводити знижуючий коефіцієнт $\beta = 0,9$.

Таким чином, максимальна витрата теплоносія (пари) буде:

$$D_{n max} = \beta D'_{n max}, \text{ кг/с.}$$

3.4.3. Визначення річних витрат пари і тепла

Для опалювально-виробничих котельних (ОВК) України кількість годин використання у рік максимального годинного навантаження складає 4500 год (це вельми низьке значення у порівнянні з ОВК Західної Європи).

Виходячи з цього, річне теплове навантаження складатиме, ГДж

$$Q_p = 4500 Q_{max}^{год},$$

де $Q_{max}^{год}$ - максимальне теплове навантаження за годину, ГДж/год.

Максимальна кількість пари, спожита за рік, буде дорівнювати

$$D_{n.p} = D_{n.max} 4500 ,$$

де $D_{n.max}$ - максимальна витрата пари, $m/год$ ($кг/с$).

4. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

4.1. Загальні відомості

Основним завданням гідравлічного розрахунку теплових мереж є визначення діаметрів теплопроводів і гідравлічних витрат тиску в них при вибраному діаметрі за даною витратою теплоносія. У результаті гідравлічного розрахунку теплових мереж в цілому можна розв'язати такі задачі: визначити наявний напір у кожній точці теплової мережі; вибрати схему приєднання споживачів до теплових мереж; визначити витрату труб та обсяг робіт на спорудженні теплових мереж; відрегулювати гідравлічний режим мережі для заданого розподілу тепла, що відпускається з джерела, між усіма споживачами мережі.

Для гідравлічного розрахунку теплових мереж у загальному вигляді треба мати їх схему з нанесенням усіх елементів арматури, компенсаторів, фасонних частин та зазначенням довжин всіх ділянок мережі і розрахункових витрат тепла по споживачах.

Під час руху теплоносія по трубопроводах виникають втрати тиску по довжині внаслідок тертя між частинками теплоносія і внутрішніми поверхнями труб, а також місцеві опори, що виникають у фасонних частинах трубопроводу.

Сумарні втрати тиску в теплопроводах визначають за виразом

$$\Delta P_c = \Delta P_l + \Delta P_m , кгс/м^2$$

де ΔP_l - втрати тиску на подолання сил тертя або лінійні втрати тиску, що їх обчислюють за формулою

$$\Delta P_l = Rl_\phi , кгс/м^2 (Н/м^2)$$

тобто лінійні втрати тиску прямо пропорційні питомим втратам тиску на тертя R , $кгс/м$ і фактичній довжині ділянки l_ϕ , $м$, на якій втрачається тиск.

Питомі втрати тиску на тертя визначають, виходячи з рівняння Бернуллі, яке встановлює взаємозв'язок між швидкістю і тиском в різних перерізах потоку рідини.

Рівняння Бернуллі для потоку ідеальної рідини має, зокрема, такий вигляд:

$$z + \frac{P}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} = \text{const}.$$

Сума всіх додатків рівняння Бернуллі (рівняння енергії), що мають в даному разі лінійну розмірність, м, називається повним напором, який складається з геометричного напору z , п'єзометричного напору (статичного) $\frac{P}{\rho g}$ і швидкісного напору (динамічного) $\frac{w^2}{2g}$.

Реальна рідина завжди в'язка, при її русі виникають сили тертя. Тому енергія рідини буде зменшуватись в напрямку руху. Якщо взяти два перерізи 1-1 та 2-2 (в напрямку руху рідини) трубопроводу, то енергія рідини в перерізі 1-1 буде завжди більше, ніж енергія тієї ж рідини в перерізі 2-2 на величину втрат напору на подолання опору в трубопроводі H_{1-2} :

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} + H_{1-2}.$$

Втрати напору при русі рідини в трубопроводі складаються з двох складових: лінійних втрат H_l і місцевих H_m

$$H = H_l + H_m.$$

Лінійні втрати H_l обумовлюються силами тертя частинок одна об одну та об стінки трубопроводів. При рівномірному русі рідини в каналі

$$H_l = \lambda \frac{l}{d_1} \cdot \frac{w^2}{2g},$$

де λ - коефіцієнт гідравлічного опору, який визначається за таблицями (безрозмірний);

l - довжина ділянки каналу, м;

d_1 - еквівалентний діаметр, м;

W - швидкість руху рідини, м/с;

g - прискорення вільного падіння, м/с².

Еквівалентний діаметр круглих трубопроводів рівний їх діаметру, а довільної форми визначається за формулою

$$d_1 = \frac{4F}{U},$$

де F - площа, а U - периметр перерізу.

Місцеві втрати напору

$$H_m = \xi \frac{w^2}{2g},$$

де w - середня швидкість рідини в потоці після перешкоди, м/с;
 ξ - безрозмірний коефіцієнт місцевого опору, що визначається дослідним шляхом залежно від виду місцевого опору (засувки, повороти і т.д.) наводиться в таблицях.

Наведеними вище рівняннями можна користуватися для визначення лінійних та місцевих втрат при русі рідини та газу в трубо- та повітроводах.

Для гідравлічного розрахунку трубопроводів замість величини ξ зручніше користуватись еквівалентною довжиною трубопроводу l_e .

Еквівалентною довжиною l_e називається довжина прямолінійної ділянки трубопроводу того самого діаметра, лінійні опори якого дорівнюють даному місцевому опорі.

Сумарні втрати тиску $H_c (\Delta P_c)$ визначаються сумою лінійних опорів $H_l (\Delta P_l)$ і місцевих $H_m (\Delta P_m)$:

$$\Delta P_c = \Delta P_l + \Delta P_m = Rl_\phi + Rl_\phi = Rl_{зв}, \text{ кгс/м}^2 \text{ (Н/м}^2\text{)}.$$

де $l_{зв}$ - зведена довжина трубопроводу, м.

Питомі втрати тиску на тертя визначають на підставі техніко-економічного аналізу (за наявним напором) або задаються на підставі дослідних даних.

4.2. Визначення діаметру паропроводу.

Згідно із СНІП “Теплові мережі” [7] швидкість руху пари в паропроводі $w_n = 30 \div 80$ м/с. Якщо умовний прохідний діаметр перевищує $d_y > 200$ мм, швидкість $w_n = 60 \div 80$ м/с. Виходячи з цього, обираємо швидкість руху теплоносія (пари).

За допомогою номограми $R_e = f(w_n, d_{вн}, d_з, D_{н.р.})$ (рис.3), де R_e - питома втрата тиску на тертя, Па/м; w_n - швидкість руху пари, м/с; $d_{вн}$ - внутрішній діаметр; $d_з$ - зовнішній діаметр. За відомими швидкостями руху пари і витрати теплоносія знаходимо питомі втрати тиску на тертя, а з табл. 2 - внутрішній і зовнішній діаметри паропроводу $d_{вн}$ і $d_з$ згідно із стандартами на труби. Уточнюємо фактичну питому втрату тиску на тертя відповідно фактичному $d_{вн}$ при даній витраті тепла і швидкості руху пари.

Ключ до користування номограмою (рис. 3) наведений на рис. 4.

4.3. Розрахунок повних втрат тиску в паропроводі.

Як було показано вище, сумарні втрати тиску ΔP визначаються сумою лінійних опорів ΔP_l і місцевих ΔP_m :

$$\Delta P_c = \Delta P_l + \Delta P_m.$$

Скористаємося поняттям зведеної довжини $l_{зв}$. Тоді

$$\Delta P_c = R_\phi (l_\phi + l_e) = R_\phi l_{зв},$$

де R_ϕ - фактичні питомі втрати тиску на тертя,

l_ϕ - фактична довжина ділянки паропроводу,

$l_{зв}$ - її еквівалентна довжина.

Для інженерних розрахунків використовуємо формулу

$$\Delta P = \frac{R_e l_\phi (1 + \alpha)}{1019700},$$

де у даному разі R_e - фактичні питомі втрати тиску на тертя, $Па/м$;

l_ϕ - довжина паропроводу, $м$ (табл. 1);

α - коефіцієнт місцевих втрат тиску (табл. 3);

1019700 - коефіцієнт, що враховує переведення розмірностей.

4.4. Визначення тиску пари на вході в паропровід.

Після того, як отримали повні втрати тиску, можна визначити тиск пари на вході у паропровід (виході з джерела теплопостачання) як

$$P_{вх} = P_{вих} + \Delta P, МПа$$

де $P_{вих}$ - тиск пари на виході з паропроводу, що наведено в завданні на проектування (табл. 1).

5. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПАРОПРОВОДУ

Основним завданням теплового розрахунку теплопроводів є вибір матеріалу теплової ізоляції теплопроводів, розрахунок її оптимальної товщини, виходячи з неперевикнення припустимих питомих втрат тепла при транспортуванні теплоносія від джерела до споживача.

Для зниження теплопередачі потрібно збільшити термічний опір $R=1/K$, де K - коефіцієнт теплопередачі, що визначається умовами конвективного теплообміну і тепловою провідністю розглядуваного елемента конструкції (зокрема λ/δ у випадку плоскої стінки, де λ - коефіцієнт теплопровідності, $Вт/мК$, δ - товщина стінки, $м$) [3, 4].

Таким чином, достатньо збільшити частковий термічний опір, наприклад, $1/\alpha_{p_1}$; $1/\alpha_{p_2}$; δ/λ ($\alpha_{p_1}, \alpha_{p_2}$ - коефіцієнт тепловіддачі, $Вт/м^2К$). У більшості випадків при проектуванні й виробництві різних теплових систем і огорожуючих конструкцій будівель це досягається шляхом нанесення на стінку шару теплової ізоляції [1, 4].

Теплова ізоляція - допоміжне покриття, що знижує втрати тепла в навколишнє середовище. При цьому переслідуються дві основні мети (роздільно чи сумісно): економія палива (зниження витрат тепла при транспортуванні теплоносія) або створення можливості здійснення технологічних процесів і санітарних умов праці.

Підхід до вибору і розрахунку ізоляції може бути різним у кожному випадку.

При вирішенні першої задачі головне - економічні міркування, другої - вимоги технологій і санітарії.

У принципі, для ізоляції можливо застосування будь-яких матеріалів з низькою теплопровідністю. Але, за визначенням, теплоізоляційні матеріали це такі, що мають $\lambda < 0,2 Вт/м\cdotК$ при температурі $50 \div 100$ °С (λ - коефіцієнт теплопровідності, чисельно рівний кількості теплоти, що приходить через $1 м^2$ поверхні при градієнті температур $grad T = 1 К/м$).

Багато ізоляційних матеріалів використовуються у їх природному стані (азбест, слюда, дерево, пробка, торф, пісок, земля і т. ін.). Однак більшість природних матеріалів, які утримуються шляхом спеціальної обробки, це різні суміші. Асортимент ізоляційних матеріалів різноманітний (шлакова вата, зоноліт, азбозуріт, кьювель, совеліт, базальтоволоконний матеріал і т. і.) залежно від вихідних матеріалів і технології їх переробки. Широке застосування знаходить альфольєва ізоляція, в якій головний елемент - герметичні порожнини з повітрям для зменшення природної конвекції, а також алюмінієва фольга-екран для зниження тепловіддачі [3].

Коефіцієнт теплопровідності залежить від пористості матеріалів. Чим пористість вище, тим нижче коефіцієнт теплопровідності. У той же час збільшення пористості (зменшення густини ρ) матеріалу суттєво впливає на вагові характеристики ізоляції, які треба мати на увазі при виборі матеріалу ізоляції.

Необхідно також враховувати механічні властивості матеріалу, їх здатність поглинати вологу і витримувати високу температуру. Якщо температура об'єкта, який ізолюється, висока, застосовують багат шарову ізоляцію.

Важливою складовою є ізоляція об'єктів у вологих приміщеннях і при низькій температурі. З насиченням матеріалу вологою його теплопровідність суттєво зростає, чим нижче температура тим більше ($\lambda_{\text{повітря}} = 0,2 \div 0,08 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$; $\lambda_{\text{води}} = 0,5 \div 0,7 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$; $\lambda_{\text{льоду}} = 2,5 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$). Таким чином, ізоляційні властивості різко погіршуються. Для запобігання цього явища використовують спеціальні конструктивні рішення.

5.2. Загальні положення теплопередачі через стінку.

Розрахунок теплової ізоляції базується на загальних положеннях теплопередачі через стінку (плоску, циліндричну, одношарову, багат шарову і т. ін.) [1, 3].

5.2.1. Одношарова плоска стінка.

У разі сталого температурного режиму питомий тепловий потік через плоску стінку може бути розрахований за формулою:

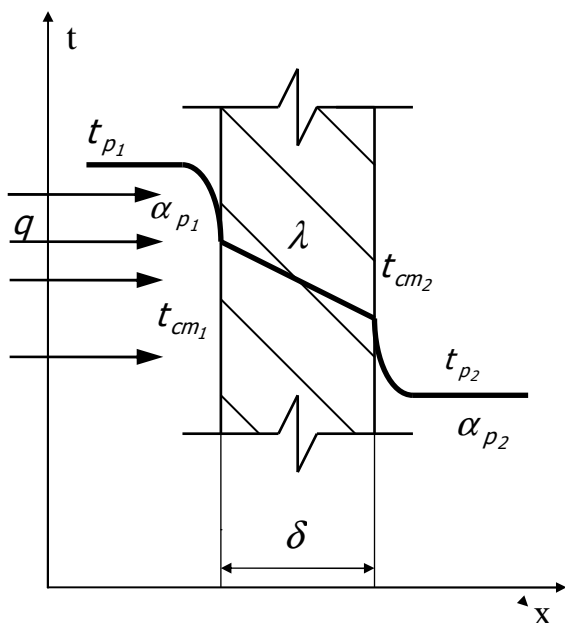


Рис.1

$$q_c = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{p1}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{p2}}\right)} (t_{p1} - t_{p2})$$

де коефіцієнт теплопередачі

$$K = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_{p1}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{p2}}\right)$$

і термічний опір $R = \frac{1}{K}$, тобто

$$R = R_{\alpha_{p1}} + R_{\lambda} + R_{\alpha_{p2}}$$

де α_{p1} , α_{p2} - коефіцієнти теплопередачі по поверхнях стінки, λ - коефіцієнт теплопровідності).

Для багат шарової плоскої стінки коефіцієнт теплопередачі становить

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{p_1}} + \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} + \frac{1}{\alpha_{p_2}}},$$

для одношарової циліндричної стінки

$$K_c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}},$$

для багат шарової циліндричної стінки питомий тепловий потік

$$g_c = \frac{\pi(t_{p_1} - t_{p_2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_2}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_3}}.$$

5.3. Розрахунок товщини теплової ізоляції паропроводу

5.3.1. Як було показано вище, вибір товщини теплової ізоляції базується на визначенні теплового потоку крізь багат шарову циліндричну стінку від пари, що рухається всередині трубопроводу, до зовнішнього повітря.

Розрахункова формула має такий вигляд

$$\ln \frac{d_{iz}}{d_{зовн}} = 2\pi \lambda_m \left(\frac{t_n - t_{зовн}}{q_c} - R_n \right),$$

де λ_m - коефіцієнт теплопровідності матеріалу теплової ізоляції, $Вт/м \cdot К$;

t_n - температура пари (приймаємо умовно рівною температурі пари в точці перегріву), $^{\circ}С$;

$t_{зовн}$ - температура зовнішнього середовища (наприклад повітря, якщо прокладення паропроводу здійснюється понад землею), $^{\circ}С$;

q_c - припустимі питомі втрати теплоти крізь теплову ізоляцію, $Вт/м$;

R_n - термічний опір поверхні паропроводу на 1 м його довжини, $м \cdot К/Вт$.

Матеріал теплової ізоляції вибирається з урахуванням температури пари з табл. 4, де також приведені значення коефіцієнта теплопровідності, $Вт/м \cdot К$.

З табл. 6 вибираємо максимально припустимі втрати теплоти теплоізолюваними паропроводами на 1 м, $Вт/м$.

Опір при теплопередачі від поверхні паропроводу в зовнішнє середовище визначаємо з табл. 6.

Таким чином, на першому етапі проводимо розрахунок логарифму відношення $\ln(d_{iz}/d_{зовн})$, де d_{iz} - діаметр теплоізоляції паропроводу; $d_{зовн}$ - зовнішній діаметр трубопроводу (з гідравлічного розрахунку).

5.3.2. Визначення товщини теплової ізоляції паропроводу.

Товщина шару теплової ізоляції, мм:

$$\delta = \frac{d_{зовн}}{2} \left(\frac{d_{із}}{d_{зовн}} - 1 \right),$$

де $d_{із}/d_{зовн}$ - відношення діаметра теплової ізоляції паропроводу до його діаметра.

Товщина шару теплової ізоляції не повинна перевершувати граничного допустимого значення для теплових мереж (для парових мереж при надземній прокладці воно дорівнює $\delta_r = 200$ мм). Якщо має місце перевершення граничного значення, потрібно здійснити ще один варіант теплового розрахунку.

6. ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА ЗА РІК

Річні витрати умовного палива джерелом тепlopостачання, *т.у.п./рік*, можна визначити за формулою

$$B_{y.n.} = \frac{K_n Q_p}{29,3},$$

де K_n - коефіцієнт втрат палива, що дорівнює:

для рідкого і газоподібного палива - $K_n=1,006$;

для твердого - $K_n=1,015$;

Q_p - річна видатність котельної, *ГДж/рік*, (визначається з розрахунку);

29,3 - коефіцієнт переводу розмірностей.

7. ДЕЯКІ ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КОТЕЛЬНИХ УСТАНОВОК

7.1. Вища і нижча теплота згоряння.

Як відомо, існують поняття вищої і нижчої теплоти згоряння палива: Q_p^6 і Q_p^H , $Вт/м^3$ або $Вт/кг$. Вони відрізняються один від одного тим, що перша враховує величину ентальпії водяної пари, яка утворюється у процесі згоряння. Тобто Q_p^6 означає кількість тепла, що утворюється при опалюванні $1 м^3$ або $1 кг$ палива з припущенням, що всю кількість водяної пари, яка утворилася при цьому, буде повністю сконденсовано.

На рис. 2 показано, що з допомогою технології, яка використовує теплоту конденсації водяної пари, можна отримати ККД, близький до його максимального значення.

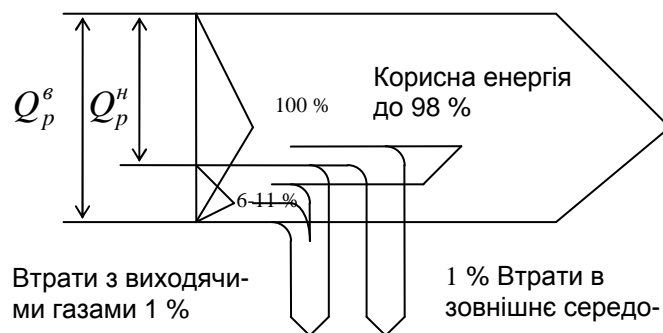


Рис. 2. - Теплові потоки у конденсаційній технології

Для різних видів палива співвідношення Q_p^6 і Q_p^H суттєво відрізняється. Значення вищої теплоти згоряння для природного газу і легкого рідкого палива перевищує значення нижчої теплоти згоряння відповідно на 11-16 %.

З цього випливає, що максимальний ефект від використання теплоти конденсації водяної пари може бути отриманий при використанні природного газу. Але це зовсім не означає, що недоцільно проводити утилізацію відхідних газів котлів, працюючих на рідкому паливі. Менша економія більш вартісного рідкого палива у відповідних випадках може дати більший економічний ефект. Однак при утилізації продуктів згоряння рідкого палива виникають проблеми, пов'язані з наявністю в них оксидів сірки.

Тепловий баланс усіх паливоспалювальних теплоагрегатів в Україні, як і в усіх країнах СНД, визначається за нижчою теплотою згоряння Q_p^H . Для порівняння, у США тепловий баланс визначається за вищою теплотою згоряння, а у країнах Західної Європи як за вищою, так і нижчою. До недавнього часу використання для теплових розрахунків нижчої теплоти згоряння було виправда-

ним, тому що ця методика є більш простою. Але на практиці ні в котельних, ні в пічних установках продукти згоряння ніколи не охолоджувались до такого значення температури, при якому мала б місце конденсація водяної пари і повне використання тепла, що при цьому утворюється.

Тільки в останні роки почалось впровадження установок глибокого охолодження продуктів згоряння палива (нижче точки роси). Таким чином забезпечується конденсація пари, що в них знаходиться, і корисне використання утвореного при цьому тепла для нагріву різних холодних середовищ.

У зв'язку з цим все більше розповсюдження знаходять конденсаційні котли і теплообмінники поверхневого типу, що забезпечують конденсацію водяної пари з вихідних газів при омиванні поверхні нагріву, температура стінки якої нижче точки роси. У цих умовах зведення теплового балансу за нижчою теплотою згоряння Q_p^H не є правомірним, оскільки ця методика не враховує зміну вологості газів і конденсацію водяної пари. Неправомірність подальшого використання "Нормативного методу" розрахунку, прийнятого ще двадцять років тому в колишньому Союзі, особливо видно при конденсації значної частки водяної пари з димових газів. Дійсно, в цьому випадку втрати тепла з вихідними газами становлять від'ємну величину, а ККД котельної установки у той же час перевищує 100 %.

Тому при складанні теплового балансу котельних установок, промислових печей, сушарок і т. ін. необхідно базуватись на вищій теплоті згоряння. Це дозволить більш повно і об'єктивно оцінювати рівень використання палива в різних установках, технічний рівень обладнання і в деякій мірі сприяти підвищенню цього рівня, а також вирішенню питань енергозбереження. Слід мати на увазі, що рівень ККД енергетичних і кращих опалувально-виробничих котельних при роботі на газі $\approx 92-94$ % (в розрахунках за нижчою теплотою згоряння) в дійсності (при розрахунках по Q_p^e) не перевищує 83-84 %. При цьому в сумарних втратах тепла (16-17 %) не менше 13-14 % складають втрати тепла з відхідними газами. Втрати можна суттєво знизити, якщо встановити конденсаційні теплоутилізатори. Потрібно не тільки охолоджувати відхідні газы, але й знижувати їх вологість. А це можливо лише в конденсаційних теплообмінниках або в конденсаційній частині конденсаційних котлів. Для більш ефективного процесу конденсації важливо перевести системи тепlopостачання на низькотемпературний графік, виходячи з температури точки роси порядку 55 °C. Це рішення тим більш актуальне, що значну частку у паливному балансі муніципальних котельних багатьох областей України складає природний газ.

ТАБЛИЦІ

Таблиця 1

Вариант	Q ГДж/ год	P МПа	Вихідні дані					Невизначені параметри		
			$i_{ин}$ кДж/кг	i'' (сух.н.п.) кДж/кг	t_n °C	t_g °C	$l_{пар}$ м	$\Delta t_{пер}$ °C	$t_{пер}$ °C	$i' = i$ кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	100	0,18	2716	2701,8	116,93	-6	1500			
2	110	0,20	2723	2706,8	120,23	-8	1600			
3	120	0,22	2730	2711	123,27	-10	1750			
4	130	0,24	2731,9	2714,9	126,09	-4	1900			
5	140	0,26	2740	2719,9	128,73	-12	1950			
6	150	0,28	2742,3	2722,3	131,2	-16	1800			
7	160	0,28	2742,3	2722,3	131,2	-7	1850			
8	175	0,26	2735	2718,9	128,73	-15	2500			
9	155	0,24	2732,9	2714,9	126,09	-8	2100			
10	135	0,22	2728	2711	123,27	-9	1200			
11	125	0,20	2721	2706,8	120,23	-11	1550			
12	115	0,18	2717,8	2701,8	116,93	--12	2650			
13	105	0,16	2712,3	2696,3	113,31	-4	1800			
14	100	0,20	2721	2706,8	120,23	-8	1850			
15	120	0,22	2728	2711	123,7	-10	2200			
16	140	0,24	2732,8	2714,9	126,09	-12	2300			
17	150	0,26	2734	2718,9	128,73	-14	2400			
18	110	0,18	2717,8	2701,8	116,93	-16	2250			
19	160	0,28	2742,3	2722,3	131,2	-20	1300			
20	170	0,26	2738	2718,9	128,73	-5	1400			
21	140	0,24	2733	2714,9	126,09	-7	1900			
22	120	0,22	2728	2711	123,27	-9	2100			
23	100	0,18	2718,8	2701,8	116,93	-11	1200			
24	150	0,24	2730,0	2714,9	126,09	-16	1400			
25	106	0,17	2726	2721,8	116,93	-6	1600			
26	117	0,23	2722	2736,8	120,23	-8	1400			
27	128	0,24	2731	2712	123,27	-10	1750			
28	139	0,27	2721,9	2724,7	126,09	-4	1950			
29	145	0,28	2730	2729,8	128,73	-12	1970			
30	154	0,21	2723,3	2712,3	131,2	-16	1850			
31	163	0,21	2742,3	2712,3	131,2	-7	1850			
32	125	0,25	2735	2728,7	128,73	-15	2600			
33	145	0,29	2712,9	2714,4	126,09	-8	2200			
34	158	0,17	2728	2721	123,27	-9	1300			
35	135	0,15	2721	2716,8	120,23	-11	1570			
36	118	0,17	2737,8	2701,8	116,93	--12	2550			
37	107	0,18	2722,3	2696,2	113,31	-4	1900			
38	140	0,23	2771	2706,3	120,23	-8	1860			
39	123	0,27	2738	2721	123,7	-10	500			
40	120	0,29	2734,8	2714,4	126,09	-12	2200			
41	160	0,24	2739	2728,9	128,73	-14	2400			
42	119	0,12	2727,8	2721,8	116,93	-16	2350			
43	140	0,24	2732,3	2722,1	131,2	-20	1350			
44	172	0,23	2729	2719,9	128,73	-5	1500			
45	130	0,17	2733	2724,9	126,09	-7	1950			
46	150	0,18	2738	2712	123,27	-9	2500			
47	104	0,16	2728,8	2711,8	116,93	-11	1500			
48	120	0,23	2720,0	2724,9	126,09	-16	1700			

Продовження таблиці 1

Вариант	Q ГДж/ год	P МПа	Вихідні дані					Невизначені параметри		
			i_{in} кДж/кг	i'' _(сух.н.п.) кДж/кг	t_n °C	t_g °C	$l_{пар}$ м	$\Delta t_{пер}$ °C	$t_{пер}$ °C	$i' = i$ кДж/кг
49	130	0,19	2724	2701,7	116,93	-6	1800			
50	120	0,23	2733	2726,8	120,23	-8	1200			
51	135	0,22	2735	2721	123,27	-10	1850			
52	138	0,27	2721,9	2714,4	126,09	-4	1800			
53	144	0,22	2745	2729,9	128,73	-12	1960			
54	190	0,29	2732,3	2712,3	131,2	-16	1700			
55	140	0,28	2732,3	2722,4	131,2	-7	1860			
56	170	0,21	2725	2712,9	128,73	-15	2400			
57	157	0,24	2732,9	2714,7	126,09	-8	2200			
58	155	0,27	2748	2721	123,27	-9	1250			
59	145	0,28	2731	2706,3	120,23	-11	1650			
60	125	0,18	2727,8	2701,8	116,93	-12	2670			
61	175	0,16	2722,3	2696,29	113,31	-4	1900			
62	130	0,24	2728	2716,8	120,23	-8	1870			
63	110	0,23	2738	2712	123,7	-10	2800			
64	143	0,27	2722,8	2724,9	126,09	-12	2300			
65	161	0,24	2734	2728,9	128,73	-14	2450			
66	122	0,19	2719,6	2711,8	116,93	-16	2270			
67	134	0,27	2732,4	2722,4	131,2	-20	1300			
68	128	0,18	2727	2728,9	128,73	-5	1470			
69	177	0,20	2733	2714,8	126,09	-7	1950			
70	138	0,24	2739	2721	123,27	-9	2150			
71	169	0,19	2728,8	2703,8	116,93	-11	1250			
72	118	0,21	2720,0	2724,9	126,09	-16	1450			
73	108	0,17	2718	2701,4	116,93	-6	1700			
74	120	0,23	2733	2716,8	120,23	-8	1900			
75	170	0,22	2735	2712	123,27	-10	1750			
76	150	0,24	2721,9	2715,9	126,09	-4	1950			
77	130	0,26	2720	2729,9	128,73	-12	1970			
78	151	0,28	2732,3	2722,7	131,2	-16	1700			
79	169	0,28	2722,3	2722,3	131,2	-7	1860			
80	145	0,26	2725	2728,9	128,73	-15	2550			
81	115	0,24	2712,9	2714,8	126,09	-8	2110			
82	122	0,22	2718	2723	123,27	-9	1250			
83	123	0,20	2728	2716,7	120,23	-11	1550			
84	106	0,18	2737,8	2721,8	116,93	--12	2650			
85	108	0,16	2722,3	2696,2	113,31	-4	1800			
86	103	0,20	2724	2716,8	120,23	-8	1850			
87	127	0,22	2748	2712	123,7	-10	2250			
88	144	0,24	2733,9	2724,9	126,09	-12	2200			
89	158	0,29	2735	2718,8	128,73	-14	2450			
90	113	0,18	2727,8	2721,8	116,93	-16	2270			
91	168	0,28	2742,3	2722,4	131,2	-20	1250			
92	177	0,26	2739	2728,9	128,73	-5	1450			
93	142	0,24	2723	2714,8	126,09	-7	1970			
94	122	0,22	2729	2721	123,27	-9	2150			
95	107	0,18	2728,8	2701,3	116,93	-11	1250			
96	107	0,18	2722,3	2696,2	113,31	-4	1900			
97	140	0,23	2771	2706,3	120,23	-8	1860			
98	123	0,27	2738	2721	123,7	-10	500			
99	120	0,29	2734,8	2714,4	126,09	-12	2200			
100	153	0,24	2730,8	2714,9	126,09	-16	1450			

R_l ,
Па/м

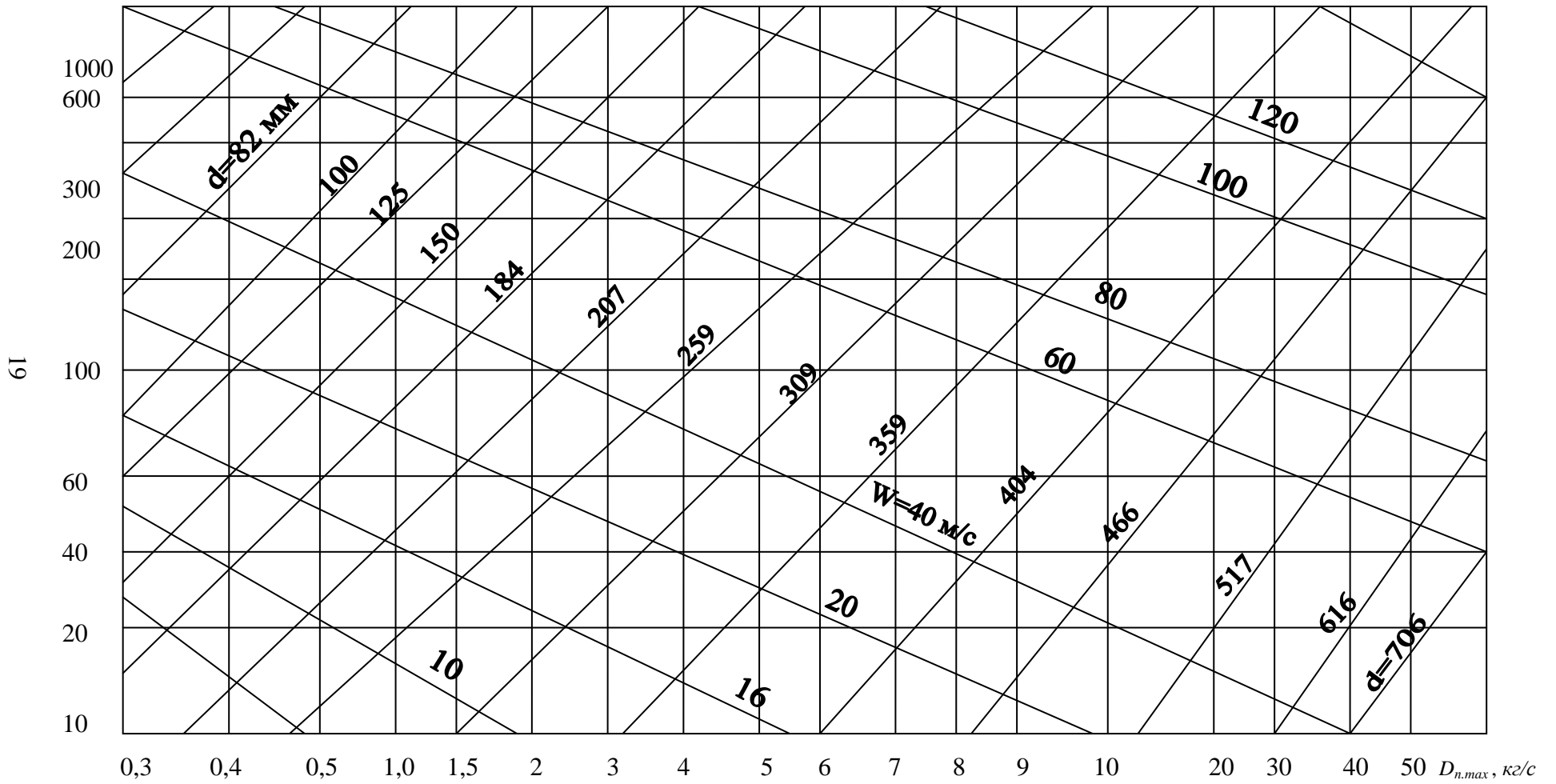


Рис. 3 - Витрати пари, кг/с, при $\rho=2,5$ кг/м³

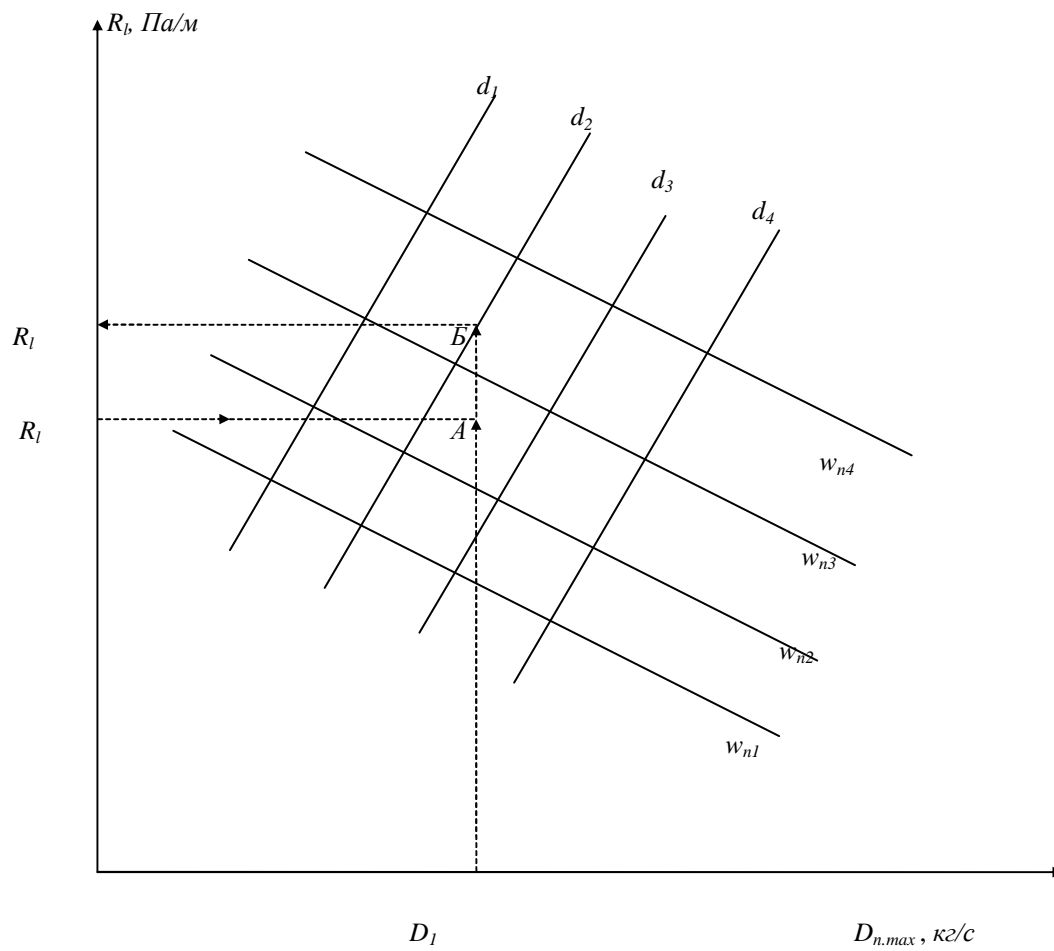


Рис. 4 - Ключ до номограми

Таблиця 2 - Сталеві труби для теплопроводів

Умовний прохід, d_y , мм	Діаметри, мм		ГОСТи на труби
	внутрішній $d_{вн}$	зовнішній $d_{н}$	
100	100	108	8732-78
125	125	133	
150	150	159	
175	184	194	
200	207	219	
250	259	273	
300	309	325	
350	359	377	
400	404	426	
450	466	478	
500	517	529	10704-76
600	616	630	
700	706	720	

Таблиця 3 - Коефіцієнт α для визначення підсумкових еквівалентних довжин місцевих опорів

Тип компенсатора	Умовний прохід трубопровода d_y , мм	Значення коефіцієнта α для мереж	
		парових	водяних
П-подібні з гнутими відводами	До 300	0,5	0,3
Теж саме	400-500	0,9	0,7
Теж саме	600-1000	1,2	1,0

Таблиця 4 - Характеристики теплоізоляційних матеріалів

Матеріал	Щільність, ρ , кг/м ³	Коефіцієнт теплопровідності, λ_m , Вт/мК	Допустима температура t , °С
1	2	3	3
Діатомитові вироби	500	0,14	500
Мінеральна вата	150	0,09	600
Мінеральні мати	200	0,12	400
Пінобетон автоклавний	280	0,11	500
Піноскло	250	0,09	450
Мінераловатні скорлупи на обв'язці з фенольних смол	150	0,06	300
Порожнисті мінераловатні ціліндри на фенольній зв'язці	150	0,065	300
Пінополістирол марки: Пінопласт 15 Пінопласт 20 Пінопласт 30	12-15 17-20 27-30	0,036 0,034 0,031	-200...80
Екструдований пінополістирол	25-45	0,025-0,033	-200-80
Пеноплекс Тип 35 Тип 25	29,5-38,5 38,6-50	0,028 0,03	-50...75 -50...75
Ековата	35-65	0,041	-
Пінофол (рулонний) А В С	55 85 160	0,034-0,035	-60...120
Щити з природного корку	104-130	0,03-0,035	-
Пінобетон	600	0,14	-
Керамзит фракція: 0-5 5-10 10-20 20-40	600 400-500 350-450 300-400	- 0,11 0,1 0,095	

Таблиця 5 - Максимально допустимі втрати теплоти q_l теплоізованими трубопроводами на 1 м довжини, $Вт/м$

Зовнішній діаметр d_n , мм	Середньорічна (середньосезонна) температура теплоносія, °С (паропровід, конденсатопровід на відкритому повітрі)						
	100	125	150	200	250	300	350
57	47	57	68	90	112	134	156
76	53	66	77	101	126	149	172
89	59	71	83	108	133	159	184
108	64	78	90	117	146	172	200
159	76	93	109	140	172	198	233
219	90	111	128	163	203	240	280
273	102	124	145	186	230	270	310
325	116	140	163	205	255	310	350
377	134	157	182	232	280	330	380
426	149	175	200	254	300	356	410
478	158	186	215	273	326	385	425
529	169	198	228	285	350	400	465

Таблиця 6 - Опір при теплопередачі від поверхні трубопроводу до навколишнього повітря R_n (мК)/Вт

Діаметр Трубопроводу d_n , мм	159	219	273	325	377	426	529
R_n	0,056	0,052	0,048	0,045	0,043	0,039	0,038

Таблиця 7 - Оцінка ефективності впровадження енергозберігаючих технологій та заходів з економії паливно-енергетичних ресурсів

Назва заходу	Очікувана економія ПЕР, %	Порівняльний показник
1	2	3
1. Економія теплової енергії при опаленні будівель		
Автоматизація та диспетчеризація котелень, абонентських вводів, центральних теплових пунктів	до 15	від загальних витрат тепла
Встановлення на вводах теплолічильників, контроль за витратою тепла	до 5	
Використання регульованих елеваторів на вводах	3-8	
Перехід в опалювальних системах від теплоносія пари до води	20-30	від опалювального навантаження
Зменшення у вихідні та неробочі дні температури у приміщеннях до 10 °С	10-15	
Періодичне відключення системи опалення складів, сховищ тощо при плюсових зовнішніх температурах	3-7	від загальних витрат тепла
Проведення пофасадного регулювання	3-20	
Встановлення терморегуляторів на нагрівальні прилади (місцеве регулювання)	6-7	
Встановлення екранів із алюмінієвої фольги між зовнішньою стіною і нагрівальним приладом	1-5	
Періодичне промивання систем опалення	3	
Налагодження та вдосконалення роботи регульованих та опалювальних приладів	2-5	
2. Підвищення теплового захисту будинків		
Збільшення термічного опору огорожень існуючих будинків:	на 10%	від опалювального навантаження
	на 20%	
Використання багат шарових зовнішніх панелей з ефективним утеплювачем та негнучкими зв'язками	до 30	від тепловтрат через зовнішні огороження
Створення теплих горищ та подвійних тамбурів	3-5	від витрат тепла на опалення
Використання розділених віконних рам замість спарених	3	
Використання вікон з 3-х та 4-х шаровим застосуванням	46	
Використання вікон з теплозахисним склом	3-5	
Використання спеціальних зашторювальних пристроїв на світлотехнічній плівці, наприклад ПЕФСАД	15 кг у.п. на рік на 1 м ² застосування	
Зменшення розміру вікон до норми натурального освітлення	6-8	

Продовження табл.7

1	2	3
3. Економія теплової енергії при гарячому водопостачанні		
Використання змішувачів з регуляторами температури	до 3	від витрат тепла на ГВП
забезпечення необхідної циркуляції води за рахунок схемноконструктивних рішень та використання малошумних безфундаментних pomp	до 5	
Встановлення поетапних дросельних шайб чи стабілізаторів тиску для вирівнювання та зменшення водозабору	1,5	
Організація обліку витрат гарячої води	5	
Утилізація теплоти стічних вод	6,9	
4. Економія теплової енергії в системах вентиляції та кондиціонування повітря		
Зменшення обміну повітря в нічний час та у вихідні до 0,5 м ³ /год в приміщеннях, що не використовуються	не менше 10	від витрат тепла на опалення
Автоматичне регулювання температури припливного повітря	10	від витрат тепла на вентиляційні системи
Утилізація тепла витяжного повітря	5-10	від витрат тепла на підігрів припливного повітря
Локалізація шкідливих виділень в середині приміщень	до 50	від витрат тепла на вентиляційні системи
Використання поворотних розподільників повітря, які дозволяють подавати повітря з великою різницею температур	до 100	від витрат тепла на підігрів припливного повітря
5. Економія палива за рахунок використання тепла з низьким потенціалом, вторинних енергоресурсів та нових видів енергії		
Використання геліоустановок у системах опалення	120-180 кг у.п. щорічно на 1 м ² геліоприймача	у порівнянні з витратами теплоти в будівлях з традиційними системами
Впровадження сонячних пасивних систем опалення на основі архітектурно-планувальних та технічних рішень	30-40	від загальних витрат теплоти на традиційне опалення будівель
Впровадження теплових pomp, що використовують низькотемпературний потенціал, для теплопостачання	до 70	від загальних витрат теплоти на теплопостачання

Співвідношення між основними величинами вимірювання в різних системах одиниць

Одиниці тиску:

1 кгс/см² – 735,6 мм.рт.ст. – 1 атм тех. – 0,981 бар – 98066,5 Па
1 мм. вод. ст. – 10⁴ кгс/см² – 9,81 Па
1 Н/м² – 1 Па – 1,02·10⁵ атм тех.
10⁵ бар – 7,5·10³ мм. рт.ст. – 0,102 мм рт.ст.
1 бар – 0,987 атм фіз. – 1,02 кгс/см² – 1,02 атм тех. – 750 мм рт. ст. – 10⁵ Па

Одиниці роботи й енергії

1 кгс/м – 9,81 Дж
1 к.с.год – 2,648·10⁶ Дж
1 кВт·год – 3,6·10⁶ Дж
1 Дж – 0,102 кгс/м – 0,38·10⁶ к.с.год – 2,78·10⁷ кВт·год

Одиниці потужності:

1 кгс/м – 9,8 Вт
1 к.с. – 735,5 Вт
1 Вт – 0,102 кгс/м/с
103 к.с. – 0,86 ккал/год

Теплові одиниці:

1 кал – 4,19 Дж
1 кВт·год – 3,6106 Дж
1 Дж – 0,239 кал – 2,39·10⁻⁴ ккал
1 кВт·го – 860 ккал

Питома кількість тепла:

1 кал/Г – 4,19 Дж/Г
1 ккал/кГ – 4190 Дж/кГ
1 Дж/Г – 0,239 кал/Г
1 кДж/кг – 0,239 ккал/кг

Теплоємність:

1 ккал/°С – 4,19 Вт
1 ккал/К – 0,239·10³ ккал/°С

Тепловий потік:

1 кал/с – 4,19 Вт
1 ккал/год – 1,163 Вт
1 Вт – 0,239 кал/с – 0,86 ккал/год

Коефіцієнти перерахунку найбільш вживаних одиниць енергії і палива

1 кг нафти – 1,43 кг у.п.
1 м³ природного газу – 1,17 кг у.п.
1 кг мазуту – 1,37 кг у.п.
1 кг дизельного палива – 1,45 кг у.п.
1 кг рядового вугілля – 0,7 кг у.п.
1 кВт·год електроенергії – 0,128 кг у.п.
Умовне паливо (у.п.) – це паливо з теплотворною здатністю 7000 ккал/кг (29330 Дж/кг)

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Маляренко В.А. Основи теплофізики будівель та енергозбереження: Підручник.- Харків: Вид-во «САГА», 2006. - 484с.
2. Маляренко В.А., Редько А.Ф., Чайка Ю.И. Техническая теплофизика ограждающих конструкций зданий и сооружений – Харьков: Рубикон, 2001. – 280с.
3. Маляренко В.А., Цветков В.В. Загальна теплотехніка. К.: НМКВО, 1993.
4. Ривкин С.А., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и пара. - М.: Энергия, 1975.
5. СНиП 2.04.07-86. Тепловые сети. М.: Стройиздат, 1988.
6. Маляренко В.А. Енергетика. Довкілля. Енергозбереження. – Харків: «Рубікон», 2004.- 368с.
7. Цветков В.В. Организация пароснабжения промышленных предприятий. - М.: Энергия, 1980.
8. Цветков В.В., Бережнов И.А. Справочник по теплоснабжению промышленных предприятий. - Харьков: Прапор, 1987.
9. Варламов Г.Б., Любчик Г.М., Маляренко В.А. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії.: Підручник. – К.: ІВЦ Політехніка, 2003. – 232с.

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Методичні вказівки
до виконання курсової роботи
з курсу

«ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ»

(для студентів 2 курсу денної та 3 курсу заочної
форм навчання за напрямом підготовки
6.050701 «Електротехніка та електротехнології»
та слухачів другої вищої освіти за спеціальністю
«Електротехнічні системи електроспоживання»)

Укладачі: **МАЛЯРЕНКО** Віталій Андрійович,
ТЕМНОХУД Інна Олександрівна

Відповідальний за випуск *Д. С. Шимук*

Редактор *З. І. Зайцева*

Комп'ютерне верстання *І. В. Волосожарова*

План 2012, поз. 286М

Підп. до друку 04.10.2012
Друк на ризографі.
Зам. №

Формат 60x84/16
Ум. друк. арк. 1,6
Тираж 50 пр.

Видавець і виготовлювач:
Харківська національна академія міського господарства,
вул. Революції, 12, Харків, 61002
Електронна адреса: rectorat@ksame.kharkov.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК № 4064 від 12.05.2011 р.