

УДК 536.27

ПЕРСПЕКТИВА ВИКОРИСТАННЯ КОАКСІАЛЬНИХ ТРУБ ЯК НОВИЙ СПОСІБ ТРАНСПОРТУВАННЯ ТЕПЛОНОСІЯ В ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖАХ

Ракитянська Н.А., Євтушенко О.В., Дуняк О.В., Демченко В.Г., канд. техн. наук

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Желябова, 2а, Київ, 03680, Україна

Надано рекомендацію щодо зменшення втрат теплової енергії в теплових мережах завдяки використанню коаксіальних труб. Виконано розрахунки розподілу температур теплоносія по довжині мережі в залежності від швидкості руху теплоносія, діаметру та матеріалу трубопроводів.

Дана рекомендация по уменьшению потерь тепловой энергии в тепловых сетях с помощью коаксиальных труб. Сделаны расчеты распределения температур теплоносителя по длине сети в зависимости от скорости движения теплоносителя, диаметра и материала труб.

The recommendation concerning reduction the heat losses in thermal networks (heating systems) by using coaxial pipes had given. The calculations of the heat carrier temperature distributions along the length of the pipelines depending on the speed of the heat carrier and diameter and material of pipe were made.

Бібл. 10, рис. 3.

Ключові слова: теплові мережі, коаксіальні труби, «труба в трубі», коефіцієнт теплопередачі.

c – теплоємність;
 d – діаметр внутрішньої труби;
 D – внутрішній діаметр зовнішньої труби;
 F – площа теплообміну;
 G – витрата;
 k – коефіцієнт теплопередачі;
 Nu – критерій Нусельта;
 Pr – критерій Прандтля;
 Q – кількість теплоти;
 $\dot{Q}$ – потужність;
 R – термічний опір;
 Re – критерій Рейнольдса;
 t – температура;
 α – коефіцієнт тепловіддачі;
 δ – товщина;

λ – теплопровідність;
 μ – динамічна в'язкість;
 ν – кінематична в'язкість;
 ρ – густина;
 ω – швидкість.

Індекси верхні:
 ext – розсіювання.

Індекси нижні:
 0 – початковий параметр;
 1 – внутрішній;
 2 – зовнішній;
 $1_{in}, 2_{in}$ – початковий параметр гарячого і холодного теплоносія відповідно;
 $1_{out}, 2_{out}$ – кінцевий параметр гарячого і холодного теплоносія відповідно;
 w – стінка;
 eqv – еквівалентний.

1. Постановка задачі

При експлуатації теплових мереж неодмінно виникають втрати, пов'язані з охолодженням поверхні трубопроводів при контакті з оточуючим середовищем. Для їх зменшення використовують різні типи теплової ізоляції [1]: спінений поліетилен (0,037...0,038 Вт/м⁰С); спінений ка-

учук (0,033...0,038 Вт/м⁰С); пінопластова шка-
 ралупа (0,037 Вт/м⁰С); напілювальний полі-
 уретан (0,022...0,028 Вт/м⁰С); рідка теплоізоляція
 (0,0016...0,02 Вт/м⁰С) та інші. Товщина шару
 ізоляції визначається на основі теплотехнічних
 розрахунків, при цьому температура на
 поверхні ізоляційної конструкції трубопроводів

в прохідних каналах не повинна перевищувати 40 °С [2]. Також теплові втрати з поверхні трубопроводів збільшуються при зволоженні теплоізоляції [3], яка потрапляє до поверхні трубопроводу при затопленні їх ґрунтовими та поверхневими водами.

Протяжність магістральних і розподільчих теплових мереж в Україні становить близько 33 тис. км в двотрубному обчисленні [4]. Стан більшості незадовільний, понад 28 % тепломереж експлуатуються понад 25 років, 43 % – понад 10 років і лише 29 % тепломереж мають термін експлуатації менше 10 років [4]. Втрати теплоти в мережах складають від 20 % до 32 % із середньозваженим відсотком втрат у системах теплозабезпечення близько 14,3 % [5], чи навіть 40...50 % [6]. Тому важливою задачею є пошук нових шляхів зменшення непродуктивних втрат теплової енергії.

Оскільки теплоізоляційні властивості матеріалів є обмеженими, то єдиним шляхом зменшення втрат енергії у мережах вбачаємо у зміні концепції транспортування, а саме використання системи «труба в трубі» із великим термічним опором роздільної поверхні між гарячим та холодним теплоносієм (гарячий теплоносій у внутрішній трубі, холодний – у міжтрубному просторі).

Рішення поставленої мети відбуватиметься в чотири етапи: 1) попередній загальний аналіз можливих схем транспортування теплоносія, формулювання задачі; 2) формулювання основних припущень математичної моделі; встановлення в математичній формі зв'язку температур теплоносія в системі транспортування із змінними величинами; аналіз отриманих залежностей; 3) моделювання температур теплоносія по довжині труби в залежності від швидкості теплоносія, діаметру та матеріалу трубопроводів; 4) аналіз отриманих результатів та пошук оптимальних значень швидкостей, діаметрів, довжин та матеріалу трубопроводів.

2. Порівняльний аналіз можливих схем транспортування теплоносіїв

Розглянемо спрощену схему транспортування теплоносія на базі трьох елементів (рис. 1) та складемо тепловий баланс системи.

Досліджувана схема теплозабезпечення складається з генератора теплової енергії потужністю $\dot{Q}_1$ та споживача теплової енергії $\dot{Q}_2$, а також транспортних теплових мереж з потужністю розсіювання $\dot{Q}^{(ext)}$. В такому разі, тепловий баланс системи має вигляд:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{Q}^{(ext)} = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_1^{(ext)} + \dot{Q}_2^{(ext)}, \quad (1)$$

де $\dot{Q}_1^{(ext)}$ і $\dot{Q}_2^{(ext)}$ – потужність розсіювання теплової енергії в оточуюче середовище подавальної та зворотної труби відповідно, причому "зрозуміло" $\dot{Q}_1^{(ext)} > \dot{Q}_2^{(ext)}$.

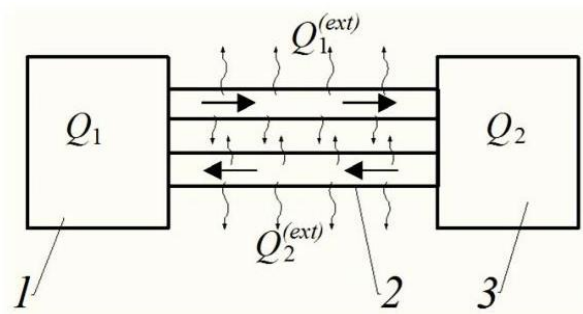


Рис. 1. Фізична модель генерування, споживання та транспортування теплової енергії (1 – теплогенератор; 2 – двотрубні теплові мережі; 3 – споживач).

Розглянемо три варіанти схем транспортування теплоносія:

1. Адіабатний варіант транспортування теплоносія, коли теплообмін з навколишнім середовищем практично відсутній – $\dot{Q}^{(ext)} \rightarrow 0$. Виходячи із рівняння теплопередачі $\Delta Q^{(ext)} = k \cdot F \cdot \Delta t$, такий режим можливий у випадках коли: або коефіцієнт теплопередачі прямує до нуля $k \rightarrow 0$; або площа поверхні теплообміну прямує до нуля $F \rightarrow 0$; або середньлогіфічний температурний напір «теплоносій – навколишнє середовище» прямує до нуля $\Delta t \rightarrow 0$. В свою чергу, умова $k \rightarrow 0$ можлива тільки коли теплопровідність роздільної стінки «теплоносій – навколишнє середовище» прямує до нуля $\lambda \rightarrow 0$. За умови, коли швидкість руху теплоносія прямує до нескінченності $\omega \rightarrow \infty$, $k \rightarrow k_{min} = \lambda / \delta$, тоді теплові втрати мінімальні $\Delta Q^{(ext)} \rightarrow \min$, але не дорівнюють нулю. Адіабатне

транспортування дозволяє генерувати стільки теплової енергії скільки необхідно споживачу $Q_1/Q_2 = 1$, тому ККД такої системи $\sim 100\%$.

На практиці не вдається досягнути зазначених адіабатних умов. Традиційно єдиним можливим шляхом зменшення втрат теплової енергії вбачали у використанні багат шарової теплоізоляції на поверхні теплообміну. Більш того такий шлях зменшення втрат істотно підвищує вартість теплових мереж [1].

2. Реальний варіант транспортування теплоносія, коли теплообмін із зовнішнім середовищем існує – $\dot{Q}^{(ext)} > 0$. В реальних системах втрати теплової енергії в мережах можуть досягати відмітки 50 % від згенерованої теплоти [6], тому:

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_1 - \dot{Q}^{(ext)} \approx (\dot{Q}_1 - 0,5 \cdot \dot{Q}_1) \approx 0,5 \cdot \dot{Q}_1; \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2} \approx 2.$$

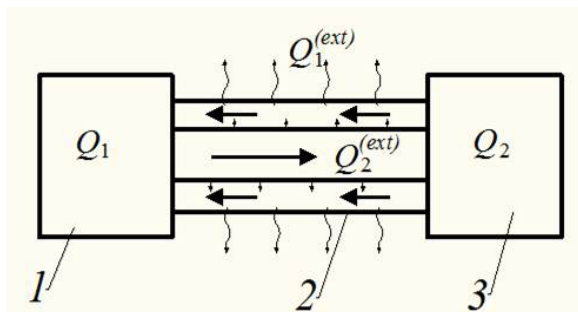


Рис. 2. Фізична модель генерування, споживання та транспортування теплової енергії на базі системи «труба в трубі» (1 – теплогенератор; 2 – система «труба в трубі»; 3 – споживач).

В реальних системах теплоспоживання існує невинуватана необхідність у генеруванні майже вдвічі більше теплової енергії, ніж насправді потрібно споживачу, що обумовлено незворотними втратами енергії в навколишнє середовище. ККД такої системи близько 50...80 %.

Отже, в умовах наростаючої енергетичної кризи, вирішення проблематики втрат теплової енергії в системах транспортування на основі збільшення товщини шару ізоляції є вичерпаним. Тому існує гостра необхідність зміни традиційної концепції транспортування теплоносія, а саме використання системи «труба в трубі».

3. Транспортування теплоносія на базі системи «труба в трубі».

Такий варіант реалізації концепції транспортування теплоносія може значно зменшити: незворотні втрати теплової енергії в навколишнє середовище за рахунок зменшення площі поверхні розділу «теплоносій – навколишнє середовище»; витрати грошових коштів на прокладку теплових мереж (земельні роботи), на теплову ізоляцію, а також така схема виступає запобіжником від механічних деформацій та розривів трубопроводів з гарячим теплоносієм, оскільки внутрішня «гаряча» труба захищена по обидві сторони гідростатичним тиском рідини.

Враховуючи припущені переваги використання системи «труба в трубі» за іншою назвою «бінарні» або «коаксіальні» труби виконаємо оцінку ефективності таких систем на основі запропонованої математичної моделі та розрахунків.

3. Математична модель стаціонарного переносу теплоти в теплових мережах на базі системи «труба в трубі»

Основні припущення математичної моделі:

1. розглядається стаціонарний режим транспортування теплоносія;
2. теплообміном через зовнішню поверхню розділу «холодний теплоносій – навколишнє середовище» знехтуємо;
3. теплоносії рухаються в режимі протитоку з однаковою витратою;
4. у міжтрубному просторі рухається холодний теплоносій, в трубному – гарячий;
5. теплофізичні властивості приймаються при середніх температурах теплоносіїв.

Математичний опис системи «труба в трубі» включає

- Рівняння теплопередачі [7-8]:

$$Q = k F_x \Delta t_x = k F_x \frac{t_{1in} - t_{2x} - (t_{1x} - t_{2in})}{\ln \frac{t_{1in} - t_{2x}}{t_{1x} - t_{2in}}},$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad F_x = \pi d_2 x, \quad (2)$$

де Q – середньо-інтегральний тепловий потік; k – середньо-інтегральний коефіцієнт теплопередачі; α_1 і α_2 – коефіцієнти тепловіддачі від гарячого теплоносія до теплообмінної поверхні та від поверхні до холодного середо-

вища відповідно; δ/λ_w – термічний опір стінки труби, визначається товщиною стінки δ та теплопровідністю матеріалу стінки λ_w ; F – по-верхня теплообміну, яка виражена через зов-нішній діаметр внутрішньої труби d_2 та довжину x ; Δt – локальний середньологарифмічний температурний напір протитечії; t – температура теплоносія (на початку та в координаті x труби з гарячим теплоносієм – нижній індекс «1in» і «1x»; відповідно холодного теплоносія – «2in» і «2x»).

В свою чергу, коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{eqv}}, \quad (3)$$

де λ – теплопровідність теплоносія; d_{eqv} – еквівалентний діаметр, м ($d_{eqv} = d_1$ – для трубного простору, $d_{eqv} = D - d_2$ для міжтрубного простору); Nu – критерій Нусельта, який залежить від режиму руху теплоносія (критерію Рейнольдса Re), d_2 , d_1 – відповідно зовнішній та внутрішній діаметри внутрішньої труби, D – внутрішній діаметр зовнішньої труби.

Оскільки рух теплоносіїв у трубному та міжтрубному просторі приймається турбулентним ($Re \geq 10^5$), то маємо:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (4)$$

де Pr , Pr_w – критерій Прандтля при середній температурі теплоносія та при температурі стінки відповідно.

• Рівняння теплового балансу першого та другого теплоносіїв [7–8]:

$$Q = c_1 G_1 (t_{1in} - t_{1x}) = c_2 G_2 (t_{2x} - t_{2in}), \quad (5)$$

$$G_1 = \rho_1 \cdot \omega_1 \cdot \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad G_2 = \rho_2 \cdot \omega_2 \cdot \pi \cdot \left[\frac{D^2}{4} - \frac{d_2^2}{4} \right],$$

$$\omega_{1,2} = \frac{Re \cdot v_{1,2}}{d_{1,2}},$$

де c і G – теплоємність і витрата теплоносія (нижній індекс «1» або «2» вказує гарячий або холодний теплоносій); ω – швидкість потоку теплоносія; ρ – густина теплоносія.

Отже, маємо систему двох рівнянь (2) і (5) з двома невідомими, розв'язавши яку знайдемо температурну еволюцію гарячого та холодного теплоносія t_1 , t_2 вздовж поверхні F або, що еквівалентно, довжині x (математичні перетворення дивись в [7]):

$$t_1(x) = t_{1in} - (t_{1in} - t_{2in}) \frac{1 - \exp \left[-\frac{k \cdot F}{C_1} \left(1 - \frac{C_1}{C_2} \right) \right]}{1 - \frac{C_1}{C_2} \exp \left[-\frac{k \cdot F}{C_1} \left(1 - \frac{C_1}{C_2} \right) \right]}, \quad (6)$$

$$t_2(x) = t_{2in} + (t_{1in} - t_{2in}) \frac{C_1}{C_2} \frac{1 - \exp \left[-\frac{k \cdot F}{C_1} \left(1 - \frac{C_1}{C_2} \right) \right]}{1 - \frac{C_1}{C_2} \exp \left[-\frac{k \cdot F}{C_1} \left(1 - \frac{C_1}{C_2} \right) \right]}, \quad (7)$$

Як видно з (6) і (7) важливою задачею для зменшення теплообміну в теплових мережах є мінімізація функції $\{t_{1,2in} - t_{1,2}(\lambda, x, Re)\} \rightarrow \min$. Для виконання поставленої мети здійснимо аналіз впливу основних параметрів досліджуваної системи (λ , x , Re) на еволюцію температурного розподілу теплоносіїв.

4. Моделювання розподілу температур теплоносія по довжині труби в залежності від діаметру, матеріалу трубопроводів та швидкості руху теплоносіїв.

Побудуємо розрахункові криві розподілення температур гарячого та холодного теплоносія t_1 і t_2 по довжині труби x при різних значеннях діаметрів труб d , швидкостях теплоносіїв (числа Рейнольдса Re) та матеріалів теплопередаючих поверхонь (величин теплопровідності λ).

При побудові кривих використовувались такі дані:

- теплоносій у трубному і міжтрубному просторі – вода;
- початкова температура гарячого теплоносія $[\text{°C}]$ $t_{1in} = 95$;
- початкова температура холодного теплоносія $[\text{°C}]$ $t_{2in} = 60$;
- витрата холодного і гарячого теплоносіїв однакова $G_1 = G_2$;
- число Рейнольдса гарячого теплоносія $Re = 10^5 \dots 10^7$.

- матеріал теплопередаючої поверхні:
 - сталь з теплопровідністю $[\text{Вт/м}\cdot\text{К}] \lambda_{\text{Steel}}=47$;
 - хлорований полівінілхлорид (PVC-C) $[\text{Вт/м}\cdot\text{К}] \lambda_{\text{PVC-C}}=0,137$ [9];
 - поліфенілсульфон (PPSU) $[\text{Вт/м}\cdot\text{К}] \lambda_{\text{PPSU}}=0,43$ [9];

Теплофізичні властивості розраховувались за [10] при вибраній середній температурі гарячого теплоносія $t_1=87,5^\circ\text{C}$, холодного теплоносія $t_2=65^\circ\text{C}$ та температурі стінки $t_w=75^\circ\text{C}$ (припускається, що вихідна температура гарячого і холодного теплоносія не перевищує t_{1out} і $t_{2out}=70^\circ\text{C}$ відповідно):

- динамічна в'язкість $[\text{Па}\cdot\text{с}]$: $\mu_1=314,9\cdot 10^{-6}$, $\mu_2=469,9\cdot 10^{-6}$;
- кінематична в'язкість $[\text{м}^2/\text{с}]$: $\nu_1=0,326\cdot 10^{-6}$; $\nu_2=0,478\cdot 10^{-6}$;
- густина $[\text{кг/м}^3]$: $\rho_1=965,3$, $\rho_2=983,1$;
- теплопровідність $[\text{Вт/м}\cdot\text{К}]$: $\lambda_1=0,676$, $\lambda_2=0,65$;
- теплоємність $[\text{Дж/кг}\cdot\text{К}]$: $c_1=4,208\cdot 10^3$, $c_2=4,179\cdot 10^3$;
- коефіцієнт об'ємного розширення $[\text{К}^{-1}]$: $\beta_1=6,95\cdot 10^{-4}$, $\beta_2=5,11\cdot 10^{-4}$;
- критерій Прандтля для стінки: $\text{Pr}_w=2,38$.

В межах температур від 60°C до 95°C теплофізичні властивості води не мають великих розходжень, тому інші вибрані значення середніх температур теплоносіїв неістотно вплинуть на остаточний результат t_{1out} та t_{2out} .

Оскільки вважаємо, що теплообмін з навколишнім середовищем відсутній, тоді спад температури гарячого теплоносія пропорційний приросту температури холодного, тому на рис. 3 покажемо графіки розподілу температури тільки для одного теплоносія – гарячого.

5. Аналіз

Зазначимо, що на рис. 3 масштаб координати довжини x вибирався з метою досягнення температурного насичення сталеві труби – коли температура гарячого/холодного теплоносія залишається постійною вздовж труби (відсутній теплообмін).

Аналізуючи графіки рис. 3, можна зробити висновок, що у випадку використання сталеві труби температура гарячого теплоносія спадає до температури холодного теплоносія в межах: а) 200 м, б) 300 м, в) 400 м, г) 600 м при $\text{Re}=10^5$. Збільшення числа Рейнольдса неіс-

точно впливає на зменшення теплообміну по заданій довжині трубопроводів, спад температури гарячого теплоносія складає $\Delta t_1=33\ldots 34^\circ\text{C}$ при $\text{Re}=10^5\ldots 10^6$ та $\Delta t_1=25\ldots 29^\circ\text{C}$ при $\text{Re}=10^7$ залежно від діаметрів трубопроводів (чим більший діаметр, тим менша Δt_1 , дивись рис. 3).

При використанні полімерних труб, теплообмін між гарячим та холодним теплоносіями значно зменшується. Порівняльна характеристика розподілу температур гарячого теплоносія по довжині труб при різних його швидкостях та різних діаметрах трубопроводів (рис. 3) показує відсутність температурного насичення для полімерних труб на заданій довжині $x=1000$ м. Збільшення швидкості руху теплоносія та діаметрів трубопроводів показує позитивну динаміку зменшення теплообміну між гарячим та холодним середовищами. Температурний спад гарячого теплоносія із $\Delta t_1=25\ldots 31^\circ\text{C}$ при $\text{Re}=10^5$ зменшується до $\Delta t_1=7\ldots 15^\circ\text{C}$ при $\text{Re}=10^6$ для марки полімерних труб PPSU та із $\Delta t_1=17\ldots 25^\circ\text{C}$ при $\text{Re}=10^5$ зменшується до $\Delta t_1=3\ldots 7^\circ\text{C}$ при $\text{Re}=10^6$ – для марки полімерних труб PVC-C в залежності від діаметрів трубопроводів. Це означає, що до споживача гарячий теплоносій приходить у допустимих границях, а холодний попередньо підігрівається на вході до котла, тим самим зменшуючи витрати енергоресурсів на наступний його підігрів. Збільшення числа Рейнольдса до $\text{Re}=10^7$ веде за собою практично повну відсутність теплообміну (температурний спад $\Delta t_1=0\ldots 2^\circ\text{C}$) по всій заданій довжині труб теплових мереж незалежно від їх діаметрів та марки полімеру, тобто температури теплоносіїв, як гарячого так і холодного, залишаються практично незмінними.

Використання полімерних труб викликає великий інтерес для зменшення непродуктивних витрат теплоти у теплових мережах. Це пояснюється незначною теплопровідністю полімерних матеріалів, яка майже в $100\ldots 300$ разів менша за теплопровідність сталі.

Висновки

Сучасна теплова ізоляція по показнику теплопровідності досягла своїх граничних показників, подальше зменшення теплових втрат

через поверхню мереж пов'язано лише з непомірним ростом товщини ізоляції та вартості мережі. Тому існує гостра необхідність зміни традиційної концепції транспортування теплової енергії. Вирішенням поставленої задачі може бути застосування технології подвійних стінок, а саме системи «труба в трубі», де гарячий

теплоносій рухається у внутрішній трубі, а холодний – у міжтрубному просторі. На базі запропонованої технології наданий опис розрахунків при конструюванні ділянки теплової мережі. Розрахунки виконувалися із використанням математичного пакету MathCad, що дозволило наглядно візуалізувати розрахунки

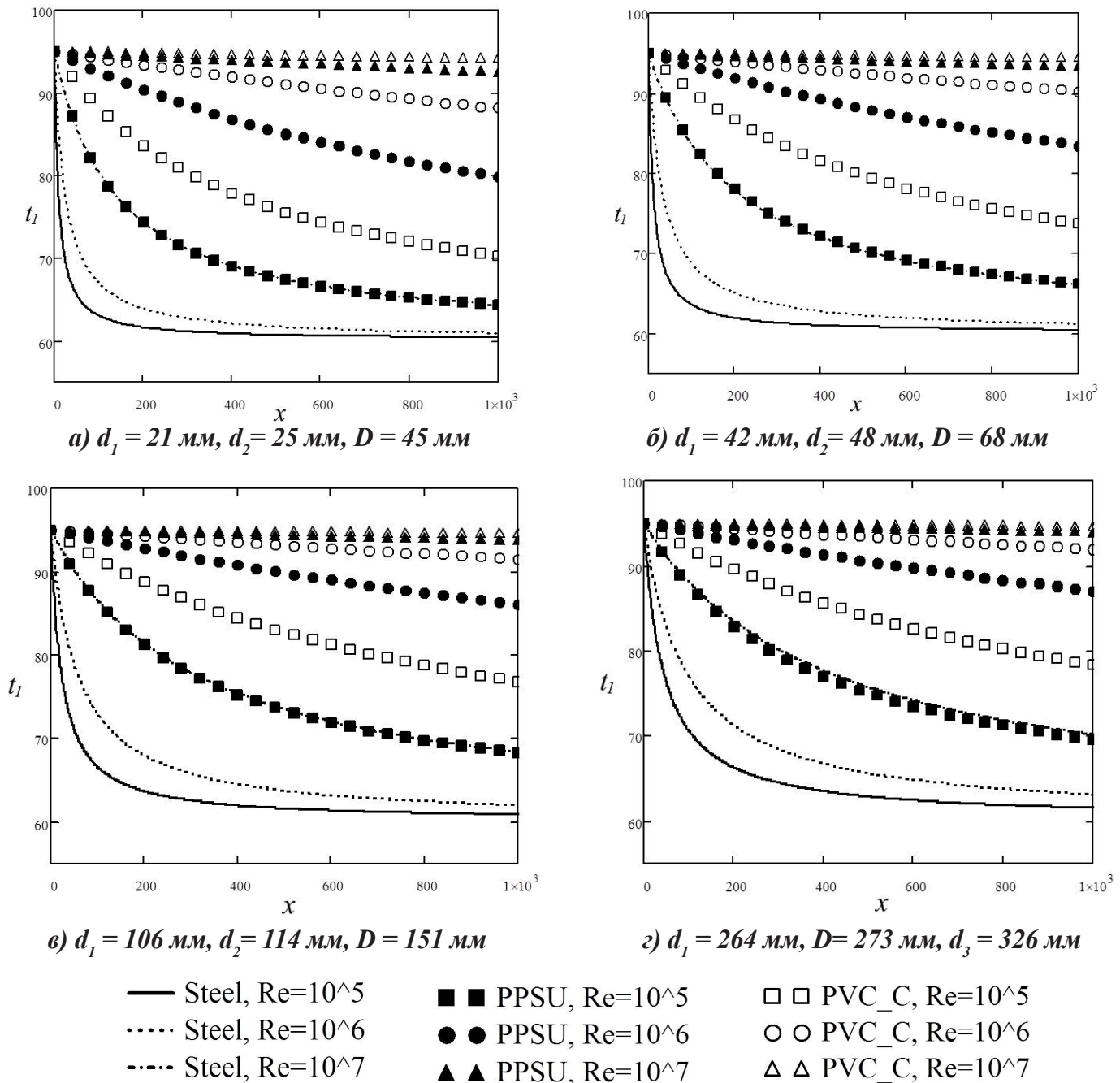


Рис. 3. Криві розподілу температури гарячого теплоносія $t(\lambda, x, Re)$ по довжині труби x при різних значеннях діаметрів і матеріалів труб та числа Рейнольдса теплоносія.

при введені варійованих параметрів системи (діаметр та довжина труб, число Рейнольдса, теплопровідність матеріалу) та оцінити вплив технологічних параметрів модельованого об'єкту на його оптимальні теплофізичні показники. Було встановлено, що використання металевої внутрішньої труби (нержавіюча сталь) призводить до різкої втрати теплової енергії, зокрема початкова температура гарячого теплоносія (95 °C) знижувалася до початкової температури холодного теплоносія (60 °C) вже на довжині 200 м для труб діаметром $d_1 = 21$ мм, $d_2 = 25$ мм, $d_3 = 45$ мм; на довжині 300 м для $d_1 = 42$ мм, $d_2 = 48$ мм, $d_3 = 68$ мм; 400 м – для $d_1 = 106$ мм, $d_2 = 114$ мм, $d_3 = 151$ мм; ; 600 м – для $d_1 = 264$ мм, $d_2 = 273$ мм, $d_3 = 326$ мм;. Як наслідок для великих довжин та діаметрів трубопроводів необхідно або використовувати низькотеплопровідні матеріали внутрішньої труби (наприклад, поліетилен, полібутилен, поліпропілен, хлорований полівінілхлорид, поліфенінсульфон та інші) або нарощувати термічний опір металевої стінки труби завдяки використанню теплоізоляції, або непомірно збільшувати швидкість руху теплоносія (до $Re = 10^8$), що технологічно здійснити дуже важко.

ЛІТЕРАТУРА

1. Шойхет Б. М, Ставрицкая Л. В, Ковылянский Я. А. Тепловая изоляция трубопроводов тепловых сетей // Энергосбережение. 2002. № 5.
2. ДБН В.2.5-39:2008 «Теплові мережі», п. 19.2.
3. Иванов В.В., Букаров Н.В. Влияние увлажнения изоляции и грунта на тепловые потери подземных теплотрасс. // Новости теплоснабжения №8, 2001, с. 23–27.
4. Урядовий портал України (електронний ресурс). Режим доступу: www.kmu.gov.ua/
5. Соціально-економічний стан України: наслідки для народу та держави. Національна доповідь / За заг. ред. В.М. Гейця [та ін.]. – К.: НВЦ НБУВ, 2009. – 687 с.
6. Байса А.В. Корпорация «Энергоресурс - Инвест» – опыт внедрения энергосберегающих технологий и оборудования в строительстве и коммунальном хозяйстве. // Збірник наукових праць Міжнародної науково-технічної конференції «Енергоефективність 2004». Додаток до журналу «Холодильная техника і технологія» – С.117-119.
7. Ильченко О.Т. Тепло- и массообменные аппараты ТЭС и АЭС: Учеб. пособие. – К.: Вища шк., 1992. – 207 с.
8. Дытнерский Ю. И. Процессы и аппараты химической технологии. 2-е изд., перераб. и дополн. – М.: Химия, 1991. – 496 с.
9. Журнал «Монтаж+Технологія» №7/за ред. ТОВ «Форум Інвест», 2010. – 24 с.
10. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей.

PERSPECTIVES OF USING COAXIAL PIPES AS A NEW WAY OF THE HEAT CARRIER TRANSPORTATION IN CENTRAL HEATING SYSTEMS

Rakityanska N.A., Ievtushenko O.V., Dunyak O.V., Demchenko V.G.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680, Ukraine

Key words: central heating systems, coaxial pipe, tube-in-tube, heat transfer coefficient.

The article describes several variants for the heat carrier transportation in central heating systems (ideal, real and proposed). It was proved the unproductive losses on each of them and was recommended methods to reduce the heat lost. The proposed variant of the heat carrier transportation is in the usage coaxial pipes. It was provided the mathematical description of the new system and made calculations of the heat carrier temperature distribution along the length of the pipes depending on heat carrier speed, pipelines diameter and material. It was defined the technological parameters at which coaxial tube enables to get optimal thermal-physics indices of the heat carrier.

References 10, fig. 3.

1. *Shoikhet B.M., Stavritskaya L.V., Kovylyansky J.A.* Thermal insulation of pipelines of heating networks // *Energoberezhenie*. 2002. № 5. (Rus.)

2. *DBN V.2.5-39:2008* «Heating system», p. 19.2. (Ukr.)

3. *Ivanov V.V., Bukarov N.V.* Influence of soil moisture on the insulation and thermal losses of underground heating mains. *Novosti teplosnabzheniya* №8, 2001, p. 23-27. (Rus.)

4. *Uryadoviy portal* Ukrayini (elektronniy resurs). Rezhim dostupu: : www.kmu.gov.ua/ (Ukr.)

5. *Socio-economic* Ukraine: consequences for the people and the state. National Report / *Za zag. red. Heytsya V.N.* [ta in.]. – K.: NVTs NBUV, 2009. – 687 p. (Ukr.)

6. *Bayes A.V.* Corporation "Energoresurs - Invest" – the experience of introducing energy-saving technologies and equipment in the construction and public utilities. // *Zbirnik naukovih Mizhnarodnoyi naukovo-tehnichnoyi konferentsiyi "Energoefektivnist 2004"*. Dodatok do zhurnalu "Holodilna tehnika i tehnologiya" – P.117-119. (Rus.)

7. *Ilchenko O.T.* Heat and mass transfer devices TPP and NPP: Proc. allowance. – K.: Vishcha shk., 1992. – 207 p. (Rus.)

8. *Dytnerky Y.I.* Processes and devices of chemical technology. 2nd ed., Rev. and compl. – M.: Himiya, 1991. – 496 p. (Rus.)

9. *Journal "Installation + Technology"*/ ed. LLC "Forum Invest", 2010. – 24 p. (Ukr.)

10. *Vargaftik N.B.* Handbook on thermophysical properties of gases and liquids. (Rus.)

Получено 15.10.2015

Received 15.10.2015