

## ЗАСТОСУВАННЯ ЄМНІСНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ ІЗ ГВИНТОВИМИ ЗМІЙОВИКАМИ ДЛЯ АКУМУЛЮВАННЯ ГАРЯЧОЇ ВОДИ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

© Венгльовський В.І., 2009

**Наведено результати дослідження теплового розрахунку акумулятора як ємнісного теплообмінника. Враховано вплив кривизни змійовика на коефіцієнти тертя і тепловіддачі. Знайдені конструктивні розміри змійовика.**

**In this article represented results of research of thermal computation of accumulator as recuperations exchanger. Influence of curvature of coil-pipe is taken into account on the coefficients of friction and heat emission. Geometrical sizes of coil-pipe are found.**

**Постановка проблеми.** Акумулятори теплоти (АТ) призначені для накопичення, зберігання і віддавання теплоти в системах традиційного і нетрадиційного теплопостачання. Акумулятори теплоти можна використати в системах гарячого водопостачання (СГВ), в холодильних установках систем кондиціонування повітря (СКП), в системах опалення (СО) тощо. Для цих систем використовуються переважно акумулятори теплоти з температурою води близько 160 °С, тиском води близько 1,6 МПа, і періодом роботи до декількох діб (в системах теплопостачання (СТ) період не перевищує двох–трьох діб). Найпоширенішими АТ є низькотемпературні водяні акумулятори. Такі акумулятори використовують теплоємність води і є найпростішими. АТ є рекуперативним теплообмінником, який нагріває або охолоджує воду для потреб СГВ, СО і СКП. Теплообмінники АТ можуть бути вбудованими і приєднаними ззовні. В останньому випадку АТ перетворюється на чистий накопичувач гарячої (холодної) води. В останній час в житлово-комунальному секторі використовуються (особливо в індивідуальних будинках) АТ із одним або більше теплообмінниками. Це можуть бути гвинтові змійовикові теплообмінники приєднані до нетрадиційних джерел теплоти і джерел теплоти централізованих і децентралізованих СТ або тільки одного із них. При використанні АТ у розглянутих вище випадках натрапляємо на багато проблем, пов'язаних із проектуванням й експлуатацією. Невирішеними питаннями для АТ є: розрахунок у перехідних режимах, добір і розміщення додаткових підігрівників для догрівання гарячої води за пікових навантажень і віддачі теплоти від існуючих джерел теплоти, знаходження геометричних розмірів теплообмінників, часу нагрівання води до заданої температури, впливу кривизни гвинтових змійовиків на тепловіддачу і втрати тиску в них тощо. АТ повинні мати надійну теплоізоляцію і бути захищеними від корозії, мати рівномірне прогрівання по усьому об'єму води, не допускати її перегрівання.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Розрахунок рекуперативних теплообмінників розглядається в стаціонарних режимах в [1–12]. Однак розрахунок теплообмінників із гвинтовими змійовиками в нестационарних умовах недостатньо вивчений. У гвинтових змійовиках змінюються умови теплообміну і коефіцієнти тертя та тепловіддачі порівняно з теплообмінниками із прямими трубами. Рух рідини такими змійовиками може здійснюватися в ламінарному, перехідному і турбулентному режимах [3, 7, 8, 9]. Під час експериментального дослідження встановлено, що за руху теплоносія в змійовику виникають відцентрові сили, що діють поперек потоку рідини, приводять до поперечної циркуляції в ньому і перерозподілу товщини пограничного шару потоку на лівому і правому боках поперечного перерізу трубки змійовика за напрямком руху рідини [6]. Величина гідравлічного опору і розрахунок теплообміну в гвинтових змійовиках залежить від його

кривизни і динамічного режиму потоку [9]. Акумулятори теплоти розглядалися в промислових системах [2] і в системах теплопостачання [6, 10]. Для усунення нестабільності роботи нетрадиційних відновлювальних джерел енергії запропоновано використовувати усі можливі види акумуляторів енергії наведеної класифікації за природою акумулювання, температурним режимом, тривалістю дії, за видами теплоакумулювальних матеріалів, за кількістю зарядно-розрядних циклів тощо. [6]. Питання теплозахисту окремих форм АТ у вигляді циліндра, кулі, паралелепіпеда, вибір матеріалів для ізоляції, оптимізація товщини ізоляції виконані з урахуванням техніко-економічних умов. Для компенсації тепловтрат акумуляторами теплоти запропоновано використовувати термоелектронагрівачі, теплові помпи, геліоустановки [10].

**Мета та завдання досліджень.** Потрібно отримати аналітичні залежності для теплового розрахунку теплообмінника, впливу кривизни зміювика на втрати тиску і тепловіддачу, знайти конструктивні розміри зміювика.

**Викладення основного матеріалу.** Акумулятори теплоти можуть встановлюватися для індивідуальних, а за техніко-економічного обґрунтування в багатоквартирних будинках.

Гаряча вода накопичується в акумуляторі теплоти в періоди незначного водорозбору, а витрачається на потреби гарячого водопостачання у часи пікових навантажень. Без АТ для забезпечення споживачів гарячого водопостачання потрібно було б в індивідуальних теплових пунктах мати потужніші підігрівачі, які б покривали пікові навантаження.

Акумулятор теплоти системи гарячого водопостачання представимо як теплообмінник регенеративного типу, що працює в нестационарному режимі теплообміну (рис. 1, а) [3, 7].

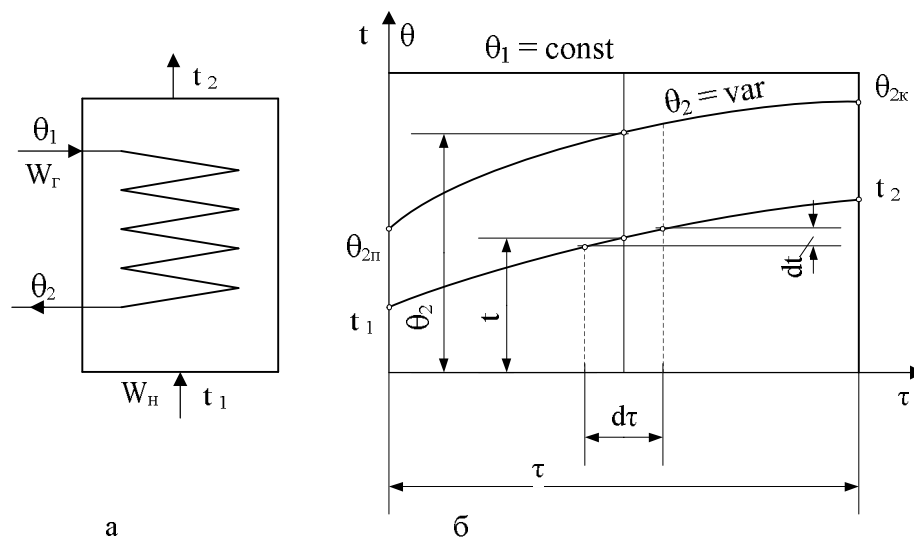


Рис. 1. Розрахункова схема акумулятора теплоти:  
а – схема; б – графік зміни температур

Нехай в АТ подається стала розрахункова витрата гріючої води  $G_2$  за сталої температури  $q_1$ . За відсутнього водорозбору води, що нагрівається, її температура на виході з АТ підвищуватиметься. Тоді за час  $t$  температури гріючої води і води, що нагрівається, можна подати такими як на рис. 1б. Такий режим має нестационарний характер, бо одночасно потрібно враховувати зміни температур гріючої води на виході  $q_2$  і температури води, що нагрівається від  $t_1$  до  $t_2$ . Складемо для цього випадку рівняння теплопередачі і рівняння теплового балансу.

$$dQ = kF D t dt = W_2 (q_1 - q_2) dt = W_n dt, \quad (1)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі АТ приймаємо сталим;  $F$  – поверхня нагрівання АТ;  $Dt$  – середній температурний напір;  $t$  – час;  $W_2$ ,  $W_n$  – еквіваленти витрати гріючої води і води, що нагрівається, як добутки витрат води на її теплоємність ( $W_2 = G_2 c_2$ ,  $W_n = G_n c_n$ );  $q_1$ ,  $t_1$  – температури гріючої і нагрітої води;  $Dt$  – середньологарифмічна різниця температур

$$Dt = \frac{Dt_{\delta} - Dt_{\mu}}{\ln \frac{Dt_{\delta}}{Dt_{\mu}}} = \frac{(q_1 - t) - (q_2 - t)}{\ln \frac{q_1 - t}{q_2 - t}} = \frac{q_1 - q_2}{\ln \frac{q_1 - t}{q_2 - t}}, \quad (2)$$

де  $q_1, q_2, t$  – відповідно температури гріючої і води, що нагрівається, за проміжок часу  $dt$ .  
З урахуванням (2) із (1) запишемо

$$kF \frac{q_1 - q_2}{\ln \frac{q_1 - t}{q_2 - t}} = W_2 (q_1 - q_2). \quad (3)$$

Звідки отримаємо

$$\frac{kF}{W_2} = \ln \frac{q_1 - t}{q_2 - t} \quad (4)$$

або

$$\frac{q_1 - t}{q_2 - t} = \exp \frac{kF}{W_2}. \quad (5)$$

Із виразу (5) отримаємо температуру гріючої води на виході із АТ:

$$q_2 = t + (q_1 - t) \exp(-A), \quad (6)$$

де  $A = \frac{kF}{W_2}$ .

Із виразу (1) з урахуванням (6) буде

$$\frac{W_2}{W_H} [1 - \exp(-A)] dt = \frac{dt}{q_1 - t}. \quad (7)$$

Інтегруємо вираз (7) зліва від 0 до  $t$ , а справа від  $t_1$  до  $t_2$ , отримаємо

$$\frac{W_2}{W_H} t [1 - \exp(-\frac{kF}{W_2})] = \ln \frac{q_1 - t_1}{q_1 - t_2} \quad (8)$$

Звідки знаходимо

$$kF = W_2 \ln \frac{1}{1 - \frac{W_H}{W_2 t} \ln \frac{q_1 - t_1}{q_1 - t_2}}. \quad (9)$$

Знаючи  $kF$  і величину  $k, \rho$  знаходимо поверхню нагрівання АТ.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від зміювика до води, що нагрівається, знаходимо її середню температуру:

$$t_{\text{сер}} = q_1 - \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{q_1 - t_1}{q_1 - t_2}}. \quad (10)$$

Середнє значення температури гріючої води знаходимо як

$$q_{2,\text{сер}} = q_1 - \frac{q_{2\kappa} - q_{2\text{н}}}{\ln \frac{q_1 - q_{2\text{н}}}{q_1 - q_{2\kappa}}}, \quad (11)$$

де  $q_{2\text{н}}, q_{2\kappa}$  – температури гріючої води на виході із АТ у початковій і кінцевій моменти процесу.

Якщо задана поверхня нагрівання АТ, то кінцева температура води, що нагрівається, буде

$$t_2 = q_1 + (t_1 - q_1) \exp \left\{ \frac{tW_2}{W_H} [\exp(-A) - 1] \right\}. \quad (12)$$

У АТ, як в теплообмінниках перервної дії, тепловіддача до води, що нагрівається, здійснюється за природної конвекції. Формули для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі від вертикальних і горизонтальних прямих труб за природної конвекції рідин або газів для ламінарного, перехідного і турбулентного режимів наведені у [8].

У змійовикових теплообмінниках вплив кривизни змійовика потрібно врахувати відносним збільшенням  $d$  коефіцієнта тепловіддачі [9]:

$$d = 0,045 Re^{0,3} \left( \frac{d}{D} \right)^{0,75}, \quad (13)$$

де  $d$  – внутрішній діаметр трубки змійовика,  $D$  – діаметр змійовика.

Кривизна труб змійовиків також впливає на коефіцієнт тертя [9], який може бути знайдений із виразу втрат тиску:

$$Dp_{зм} = \frac{I_{зм} L_{зм} W^2 r}{d} \frac{1}{2}, \quad (14)$$

де  $I_{зм}$  – коефіцієнт тертя теплоносія в змійовику;  $L_{зм}$  – довжина змійовика;  $W$  – швидкість руху теплоносія;  $r$  – густина теплоносія. Коефіцієнт тертя в змійовику знаходимо як

$$I_{зм} = (1 + d_l) I, \quad (15)$$

де  $I$  – коефіцієнт тертя прямої труби, а величину  $d_l$  шукаємо з виразу

$$d_l = A Re^m \left( \frac{d}{D} \right)^n, \quad (16)$$

де  $A = 2,88 \times 10^4$ ,  $m = -1$ ,  $n = 0,62$  за  $Re < 20000$ ,  $A = 0,1$ ,  $m = 0,29$ ,  $n = 0,75$  за  $Re > 20000$ .

Вісь змійовика є просторовою кривою – правою або лівою гвинтовою лінією (рис. 2, а). Рівняння гвинтової лінії в параметричній формі будуть:

$$\begin{aligned} x &= \varphi(t) = a \cos t, \\ y &= \chi(t) = a \sin t, \end{aligned} \quad (17)$$

$$z = \psi(t) = b t = \frac{h t}{2p},$$

де:  $\varphi(t)$ ,  $\chi(t)$ ,  $\psi(t)$  – неперервні функції параметра  $t$ ;  $a$  – радіус основи кругової циліндричної поверхні, на яку навіта гвинтова лінія;  $h$  – крок гвинтової лінії;  $t$  – кут повороту радіуса  $a$  навколо осі циліндра  $O$ .

За обертання радіуса проти годинникової стрілки утвориться права гвинтова лінія, довжина витка якої знаходиться із виразу:

$$L_g = \int_0^{2p} \sqrt{[j'(t)]^2 + [c'(t)]^2 + [y'(t)]^2} dt. \quad (18)$$

Підставивши значення функцій  $\varphi(t)$ ,  $\chi(t)$ ,  $\psi(t)$  із виразу (17) у (18) отримаємо

$$L_g = \int_0^{2p} \sqrt{a^2 \sin^2 t + a^2 \cos^2 t + b^2} dt = 2p \sqrt{a^2 + b^2} = \sqrt{4p^2 a^2 + h^2}. \quad (19)$$

Цей же результат можна отримати безпосередньо із рис. 2, б як

$$c = L_g = \sqrt{4p^2 a^2 + h^2}. \quad (20)$$

Кут підйому гвинтової лінії буде

$$b = \arctg \frac{h}{2pa} = \arctg \frac{b}{a}. \quad (21)$$

Гвинтова лінія є лінією перетину прямої кругової циліндричної поверхні

$$x^2 + y^2 = a^2 \quad (22)$$

і гелікоїда

$$\frac{y}{x} = \operatorname{tg} t = \operatorname{tg} \frac{z}{b}. \quad (23)$$

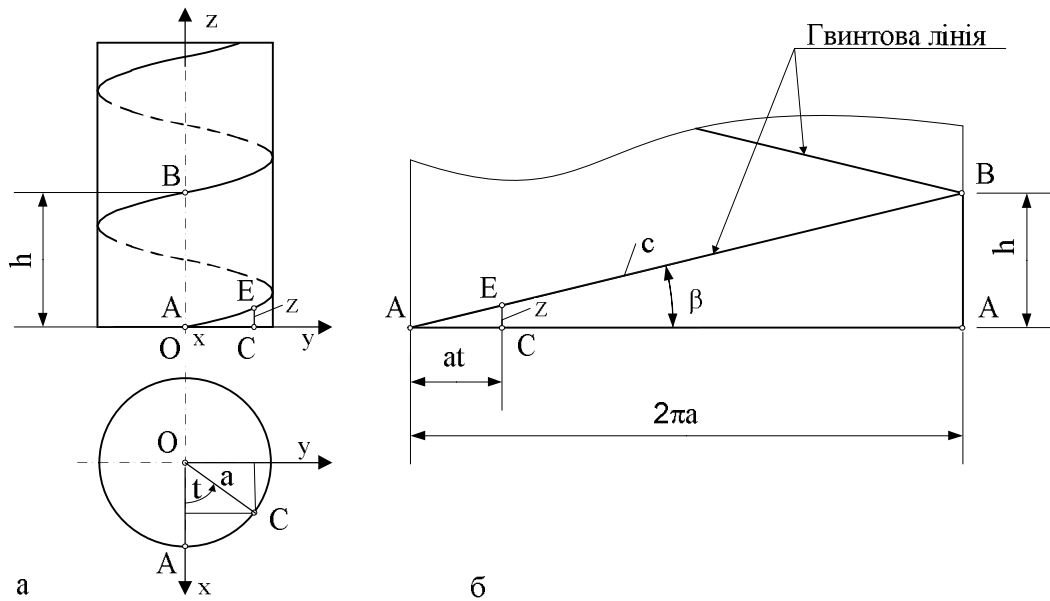


Рис. 2. Циліндрична гвинтова поверхня з гвинтовою лінією:  
а – поверхня; б – розгортка

Змійовики теплообмінних апаратів можуть мати на окремих ділянках різні кроки, тоді повна довжина осі змійовика буде

$$L_{зм} = \sum_{i=1}^n \int_{t_{1,i}}^{t_{2,i}} \sqrt{a^2 \sin^2 t + a^2 \cos^2 t + b_i^2} dt = \sum_{i=1}^n \int_{t_{1,i}}^{t_{2,i}} \sqrt{a^2 + b_i^2} dt, \quad (24)$$

де  $i=1, \dots, n$  – кількість змін кроку гвинтової лінії заданого змійовика;  $t_{1,i}, t_{2,i}$  – кути повороту радіуса  $a$  основи циліндричної поверхні або твірної гелікоїда.

Потрібна довжина змійовика  $L_{зм}$  може бути знайдена за величиною його поверхні із виразу

$$L_{зм} = \frac{F}{p d_{зм}}, \quad (25)$$

де  $d_{зм}$  – зовнішній діаметр трубки змійовика.

Кількість витків

$$n_6 = \frac{L_{зм}}{L_6} = \frac{L_{зм}}{\sqrt{4a^2 p^2 + h^2}} = \frac{L_{зм}}{\sqrt{p^2 D^2 + h^2}}, \quad (26)$$

де  $D = 2a$  – діаметр основи циліндричної поверхні.

Висота змійовика буде

$$H_{зм} = n_6 d_{зм} + (n_6 + 1) h. \quad (27)$$

Залежно від технологічних потреб і способу установки змійовика в теплообмінному апараті його висоту потрібно збільшити на  $h_y$ , тоді повна висота змійовика буде

$$H_{н.зм} = H_{зм} + h_y. \quad (28)$$

За малих кутів підйому гвинтової лінії змійовика  $tg\beta \approx 0$  ( $h \ll 2pa$ ) довжину витка можна приймати

$$L_6 = 2pa = pD. \quad (29)$$

**Висновки.** Встановлено, що гвинтові змійовикові теплообмінники підвищують інтенсивність тепловіддачі порівняно із прямотрубними, уможливають просту компенсацію температурних видовжень труб. Запропоновано в теплові акумулятори вмонтовувати гвинтові змійовики для теплообміну з теплоносіями традиційних і нетрадиційних систем тепlopостачання. Виявлено вплив

кривизни змійовика на втрати тиску і на коефіцієнти тепловіддачі та тертя. Знайдені геометричні й конструктивні розміри гвинтового циліндричного змійовика.

1. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. *Справочник по теплообменным аппаратам.* – М.: Машиностроение, 1989. – 366 с. 2. Бекман Г., Гилли П. *Тепловое аккумулярование энергии.* – М.: Мир, 1987. – 271с. 3. Гельперин Н.И. *Основные процессы и аппараты химической технологии. В двух книгах. Кн.1.* – М.: Химия, 1981. – 384 с. 4. Драганов Б.Х., Долінський А.А., Міщенко А.В., Письменний Є.М. *Теплотехніка: Підручник.* – К.: «ІНКОС», 2005. – 504 с. 5. Келбалиев Р.Ф., Алиев Р.Ю., Исмаилов М.Б. *Теплоотдача в горизонтальной змеевиковой трубе при переходном режиме и околокритическом давлении жидкости // Инженерно-физический журнал.* – 2008. – Т.81, №5. – С. 892–896. 6. Кудря С. *Акумулявання тепла з відновлюваних джерел енергії // Ринок інсталяцій.* – 2008. – №1. – С.8–12, №2. – С. 6–9, №3. – С. 13–14. 7. Лебедев П.Д. *Теплообменные и холодильные установки. Учебник для студентов технических вузов.* – Изд. 2-е, перераб. – М., «Энергия», 1972. – 320 с. 8. Михеев М.А., Михеева И.М. *Основы теплопередачи.* М., «Энергия», 1973. – 320 с. 9. Пермяков Б.А. *Особенности расчета теплообмена и гидравлического сопротивления спиральных трубных змеевиков // Сб. трудов МИСИ «Вопросы теплообмена и проектирования источников теплоснабжения».* – М., 1977. – № 142. – С. 12–19. 10. Сиворакиа В.Е., Марков В.Л. *Технико-экономический анализ способов поддержания температуры в тепловых аккумуляторах // Интегровані технології та енергозбереження.* – 2008. – №4. – С.25–32. 11. *Справочник по теплообменникам: В 2 т. Т1 / Пер. с англ.; Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова.* – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с. 12. Ханик Я.М., Семеншин Є.М., Станіславчук О.В., Кіндзера Д.П. *Процеси та апарати хімічних технологій. Ч. III: Навч. посібник.* – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка». – 2006. – 340 с.

УДК 697.9:621;697:621

О.Т. Возняк, Х.В. Миронюк, І.Є. Сухолова  
Національний університет «Львівська політехніка»,  
кафедра теплогазопостачання і вентиляції

## Акустичні характеристики ПРИПЛИВНОГО ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ За ВЗАЄМОДІЇ СТРУМИН

© Возняк О.Т., Миронюк Х.В., Сухолова І.Є., 2009

Представлено результати досліджень акустичних характеристик повітряного потоку за взаємодії струмін, які надають можливість виконати перевірку підбору повітророзподільників з врахуванням допустимого рівня шуму для заданої продуктивності припливного насадка. Було досліджено залежність рівня шуму від швидкості витоків струмнини і типу насадка.

**In this article there are presented results of investigations with interaction of opposite non-coaxial of air jet's acoustic characteristics, that give possibility to make a control of air supply devise choice at air distribution calculation. Dependence of noise level from jet's leakage velocity and size of air supply devise has been investigated.**

**Постановка проблеми.** Під час проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря у приміщеннях важливим є чинник виникнення шуму під час витікання струмнини з повітророздавальних пристроїв. Генерація шуму повітророздавальними насадками залежить переважно від його конструктивного виконання та швидкості витікання струмнини.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Відомі акустичні характеристики повітророзподільвачів типу: циліндрична труба з відводом, прямокутні щілинні отвори [1]. Однак є