

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ МІЖ ПОВІТРЯМ І ЕЛАСТИЧНОЮ ПОВЕРХНЕЮ

Для утилізації теплоти витяжного повітря в системах вентиляції та кондиціювання повітря застосовують повітряно-повітряні теплообмінники різних типів: такі, що обертаються (регенеративні), з циркулюючим проміжним теплоносієм (наприклад, етиленгліколем), пластинчасті та ін.

До пластинчастих теплообмінників можна віднести теплообмінник з еластичною поліетиленовою теплопередаючою поверхнею зигзагоподібної форми [1]. Канали для руху тепловіддаючого та теплосприймаючого теплоносіїв в цьому теплообміннику, утворені теплопередаючою плівкою, мають форму близьку до трапеції (рис. 1). Взаємний напрям руху теплоносіїв в каналах може бути пряموструминним або протиструминним, що впливає тільки на середньологарифмічну різницю температур в теплообміннику.

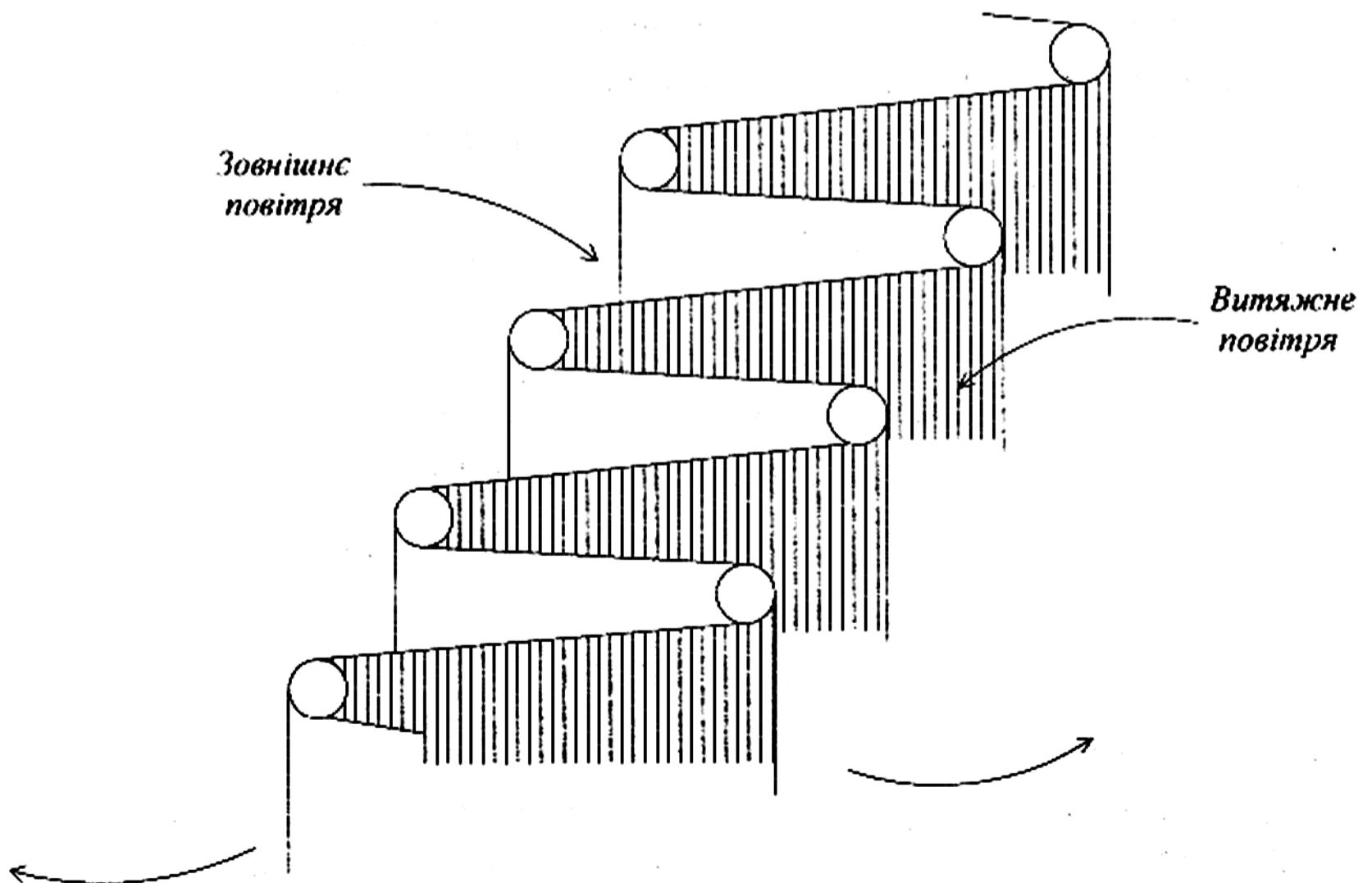


Рис. 1. Теплопередаюча поверхня поліетиленового теплообмінника

Пластинчасті теплообмінники виготовляються, як правило, з недорогих матеріалів, мають досить просту конструкцію, їх теплообмінні поверхні не псуються при контакті з компонентами витяжного повітря та з конденсатом. Оцінювати такі теплообмінники можна за їх ефективністю теплопередачі та гідравлічним (аеродинамічним) опором.

Енергетичною характеристикою теплообмінників різних типів прийнято вважати [2] коефіцієнт k_E , який являє собою відношення кількості теплоти Q , переданої теплосприймаючому теплоносію, до енергії N , затрачуваної на подолання гідравлічного опору.

$$k_E = \frac{Q}{N} = \frac{\alpha F \Delta t}{L \Delta p}, \quad (1)$$

де L – витрата припливного повітря, $\text{м}^3/\text{с}$; F – площа поверхні теплопередачі, м^2 ; α – коефіцієнт конвективного теплообміну, $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$;

$\Delta p = \xi \frac{l}{d_{екв}} \frac{\rho v^2}{2}$ – гідравлічний опір теплообмінника, Па.

Коефіцієнт k_E збільшується із збільшенням площі теплопередаючої поверхні теплообмінника або збільшенням коефіцієнта теплообміну та зменшується з підвищенням швидкості потоку повітря в каналах. Наприклад, ефективність поліетиленового водонагрівача з ламінарним рухом води та турбулентним рухом повітря, визначена за формулою (1), виявилась дещо нижчою у порівнянні з іншими теплообмінниками через невелике значення температурного напору (рис. 2). Але такі теплообмінники оправдовує їх надійність в експлуатації та досить висока інтенсивність теплообміну.

Гідравлічний опір теплообмінних апаратів визначається експериментально. Для цього необхідно спочатку визначити коефіцієнт місцевого опору ξ за емпіричним рівнянням $\xi = A \text{Re}^p$.

Інтенсивність тепловіддачі поверхні теплообміну також визначається за емпіричною залежністю

$$\text{Nu} = c \text{Re}^n \text{Pr}^{0,43} \quad (2)$$

де c, n – експериментальні числа.

Для умов турбулентного прямолінійного руху рідин і газів в каналах М.А. Міхеєв [3] одержав формулу, яка узагальнює велику кількість експериментальних даних

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \epsilon_1, \quad (3)$$

Формула (3) враховує те, що турбулентний рух досить інтенсивно перемішує потік рідини (газу) і в результаті температура в поперечному перерізі каналу залишається практично постійною, а різко змінюється лише в тонкому примежовому шарі.

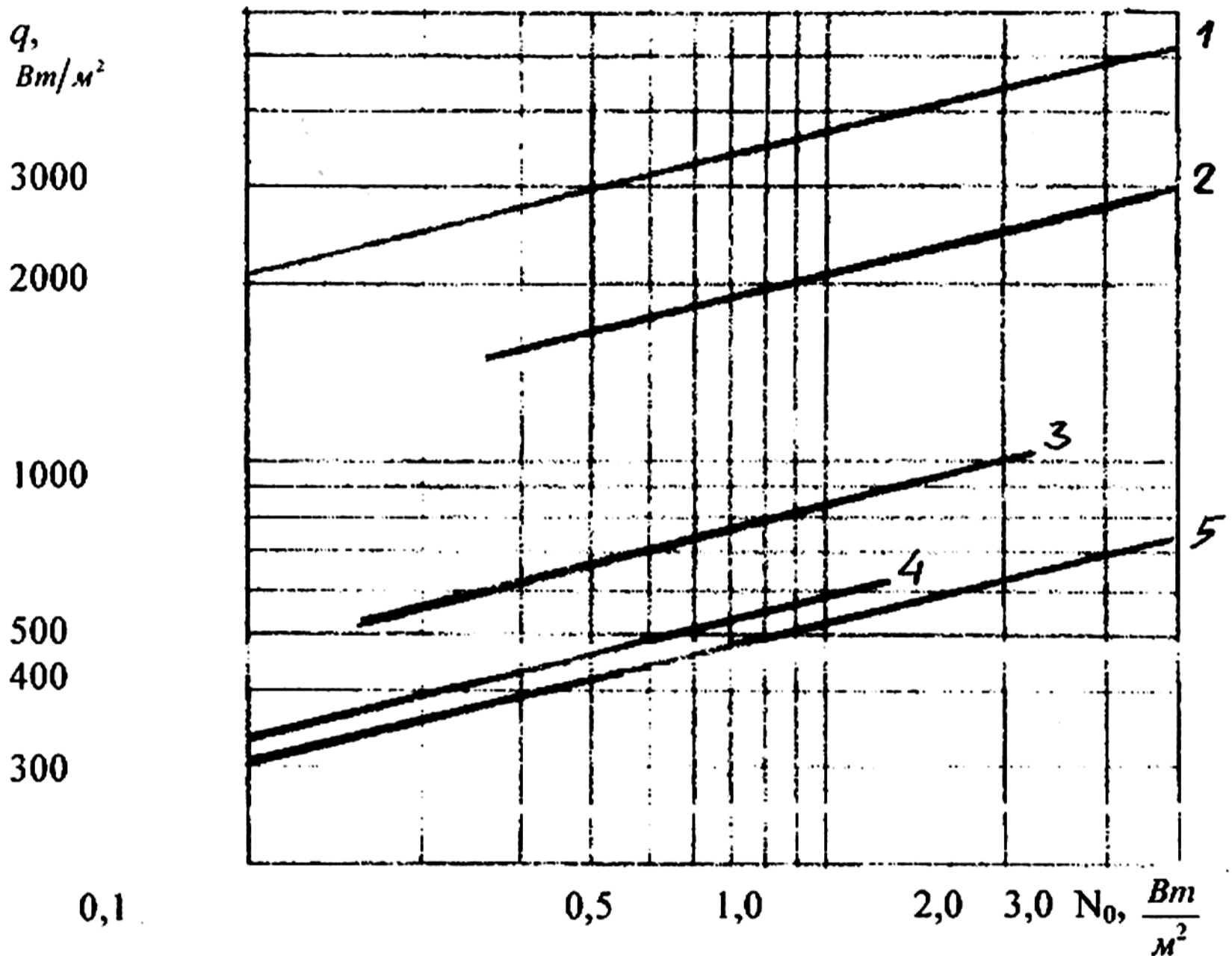


Рис. 2. Енергетична ефективність теплообмінників:
 1 – пластинчастий; 2 – спіральний; 3 – пластинчато-ребристий;
 4 – поліетиленовий водонагрівач; 5 – кожухотрубний

Коефіцієнт α , як видно з формули (3), в найбільшій мірі залежить від швидкості руху теплоносія, а залежність тепловіддачі від фізичних властивостей не така суттєва. Для повітря ($Pr \approx 0,71$) за умови $\frac{Pr}{Pr_{cm}} \approx 1$

автори [3] одержали спрощену формулу тепловіддачі при турбулентному прямолінійному русі повітря в каналах будь-якої форми

$$Nu = 0,018 Re^{0,8}, \quad (4)$$

При криволінійному русі теплоносіїв в колінах та відводах утворюється гвинтоподібний рух, з'являються відцентрові сили, інтенсифікуючи процес теплообміну. Тому в формулу (4) необхідно вводити поправку ϵ_R , величина якої визначається експериментом. Для криволінійного руху води в поліетиленовому каналі еліптичного перерізу цю поправку можна визначити за формулою (4)

$$\epsilon_R = 1 + 3,54 \frac{d_{\text{екв}}}{2R} \eta_{\text{пов}} \quad (5)$$

де R – радіус повороту каналу.

Для повітряно-повітряного поліетиленового теплообмінника формула (5) з експериментальними даними не співпадає.

Аналогія між процесом тепловіддачі та гідравлічним опором теплообмінника базується на гідродинамічній теорії єдності і теплопереносу та кількості руху в турбулентних потоках. Цю аналогію автори [4] подають в критеріальній формі

$$Nu = \frac{\xi}{8} Re Pr E, \quad (6)$$

$$\text{де } E = \left[1 + 12 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (Pr^{2/3} - 1) \right]^{-1}.$$

Рівняння (6) записується ще в такому вигляді

$$\alpha = \frac{\xi}{8} c_p \rho v E, \quad (7)$$

Множник E в формулі (6) враховує рух рідини (газу) та теплопередачу в пристінному шарі. $E = 1$, коли $Pr = 1$.

Враховуючи рівняння (7), кількість переданої теплоти в теплообміннику можна визначити за формулою

$$q = \frac{c_p s}{v} (t_{\text{см}} - t), \quad (8)$$

де $s = \frac{\xi}{8} \rho v^2$ – сила опору руху, *Па/м*, віднесена до одиниці площі поверхні теплообміну.

Таким чином, для визначення коефіцієнта тепловіддачі в повітряно-повітряному теплообміннику достатньо визначити коефіцієнт гідравлічного опору ξ , швидкість руху теплоносія v та його фізичні властивості.

Література

1. Патент України на винахід № 65348А. Теплообмінник. Опубл. Бюл. № 3. – 2004 р.
2. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий/ Под ред. О.Т. Ильченко. – Харків: Вища шк., 1985. – 354с.
3. *Михеев М.А., Михеева И.М.* Основы теплопередачи. М.:Энергия, 1973. – 320 с.
4. *Степанов М. В., Росковшенко Ю. К., Дзюбенко В. Г.* Експериментальне дослідження поліетиленового водонагрівача // В зб. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 6. – К.: КНУБА, 2003 – с. 80–87.