

## ЗАСИПКА ЯК НАСАДКА ДЛЯ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРА ВИТЯЖНОГО ПОВІТРЯ

*Запропоновано нову методику розрахунку теплообмінних насадок для регенеративних утилізаторів тепла витяжного повітря. Наведено математичну модель тепломасообмінних процесів у насадці регенеративного теплоутилізатора. Виконано розрахунки та отримано апроксимаційну залежність для визначення його ефективності.*

**Ключові слова:** витяжне повітря, теплоутилізатор, теплообмінна насадка, ефективність.

**Вступ.** Для сучасних житлових будинків втрати тепла з витяжним повітрям становлять 40 – 50% від загальних витрат теплоти на опалення. Одним із перспективних засобів зменшення цих втрат є застосування регенеративних теплообмінників-утилізаторів витяжного повітря [1] та теплових насосів [2]. При розробленні таких теплоутилізаторів важливо: знижувати вартість теплообмінника і підвищувати його ефективність, знижувати втрати тиску і підвищувати витрати повітря. Для пошуку оптимальних варіантів необхідно моделювати нестационарні гідродинамічні та теплообмінні процеси, що протікають усередині такого теплообмінника.

**Огляд останніх джерел досліджень і публікацій.** Запропоновані різними авторами математичні моделі мають ряд спрощуючих припущень, що звужує сферу їх застосування та знижує достовірність отриманих результатів. Наприклад, двотемпературна модель [3] враховує теплообмінні процеси лише в трубках та каналах. Проте як насадки можуть також застосовуватися значно дешевші засипки з різних матеріалів [4]. Стационарний процес повітропроникнення через щільсту стінку для малих витрат повітря ( $Re < 1$ ) розглянуто в роботі [5], але для регенеративних провітрювачів характерними є витрати повітря, що відповідають значенням критерію Рейнольдса  $20 < Re < 2000$ . Для оптимізації насадок провітрювачів необхідна вдосконалена математична модель.

**Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми.** Огляд літературних джерел свідчить про недостатню точність існуючих математичних моделей регенеративних теплоутилізаторів на основі

засипок з різних матеріалів. Крім того, для інженерних розрахунків потрібна спрощена методика розрахунку цих теплоутилізаторів.

**Постановка завдання.** Статтю присвячено математичному моделюванню нестационарних теплових та гідравлічних процесів, що відбуваються в насадці стаціонарного регенеративного теплообмінника – утилізатора витяжного повітря.

**Основний матеріал і результати.** Для математичного моделювання нестационарних теплообмінних процесів усередині теплоакumuлюючої насадки можна взяти за основу математичну модель [6]. Спрощуючі припущення: кускові матеріали засипки (наприклад, щебінь) замінено кульками з однаковим об'ємом і загальною площею поверхні; на поверхні та в товщі щільної насадки немає конденсації парів, випаровування рідин, (ендо)екзотермічних хімічних реакцій, адсорбції й десорбції; маса повітря в насадці та питомі об'ємні тепловиділення також дорівнюють нулю. Передачею тепла за рахунок теплопровідності насадки вздовж потоку повітря (вісь  $x$ ) також можемо знехтувати. Тоді адаптована для нашого випадку математична модель буде складатися з рівняння теплового балансу теплоносія та насадки при граничних умовах 3-го роду біля її теплообмінної поверхні.

Для розрахунку цієї задачі цифровими методами розділимо насадку на  $n$  рівних за масою шарів, які розташовано вздовж потоку теплоносія (повітря). Усю масу  $i$ -того шару насадки визначимо як добуток маси однієї кульки на їх кількість у межах цього шару насадки. Оскільки критерій Біо для різних матеріалів засипки і розмірів частинок може набувати значень у широкому діапазоні (практично  $10^{-4} < Bi < 5$ ), для кожного  $i$ -того шару замінимо рівняння теплопровідності Фур'є системою з двох диференціальних рівнянь 1-го порядку. Теплопередача через кульову стінку розглянута в роботі [7].

З урахуванням прийнятих спрощуючих припущень цифрова математична модель буде складатися з  $n$ -ї кількості диференціальних рівнянь, записаних для кожного  $i$ -того шару насадки:

$$c_p G_p (t_{P(i,t)} - t_{P(i-1,t)}) = a_i f_i (t_{C(i,t)} - t_{P(i,t)}),$$

$$0,5c_c m_{C(i,2)} \frac{Dt_{C(i,2,t)}}{Dt} = a_i p d_2^2 n_i (t_{P(i,t)} - t_{C(i,2,t)}) - \frac{2pl n_i}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}} (t_{C(i,2,t)} - t_{C(i,1,t)}); \quad (1)$$

$$0,5c_c m_{C(i,1)} \frac{Dt_{C(i,1,t)}}{Dt} = \frac{2pl n_i}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}} (t_{C(i,2,t)} - t_{C(i,1,t)}),$$

де  $c_p$  – теплоємність повітря, Дж/кг °С;  $G_p$  - масові витрати повітря, кг/с;  $t_{P(i,t)}$  - температура повітря  $i$ -го шару, °С;  $a_i$  - коефіцієнт теплообміну біля поверхні теплоакumuлюючої насадки, Вт/м<sup>2</sup>°С;  $f_i$  - площа поверхні

теплообміну  $i$ -того шару,  $m^2$ ;  $t_{C(i,1,t)}, t_{C(i,2,t)}$  - температура стінки  $i$ -того шару насадки відповідно для внутрішнього (1) та зовнішнього (2) шарів кульки,  $^\circ\text{C}$ ;  $c_c$  - теплоємність матеріалу насадки,  $\text{Дж/кг}^\circ\text{C}$ ;  $m_{C(i,1)}, m_{C(i,2)}$  - маса матеріалу насадки  $i$ -того шару,  $\text{кг}$ ;  $l$  - коефіцієнт теплопровідності матеріалу насадки,  $\text{Вт/м}^\circ\text{C}$ ;  $d_1, d_2$  - відповідно діаметри внутрішнього (1) та зовнішнього (2) шарів кульки.

Оскільки поділ кульки на шари відбувається за умови рівності їх об'ємів ( $V_{C(i,1)} = V_{C(i,2)}$ ), то між діаметрами внутрішнього та зовнішнього шарів кульки буде однозначний зв'язок  $d_1 = \sqrt[3]{0,5 \times d_2} \approx 0,8d_2$ . З урахуванням цього система рівнянь (1) набуває вигляду

$$\begin{aligned} c_p G_p (t_{P(i,t)} - t_{P(i-1,t)}) &= a_i f_i (t_{C(i,t)} - t_{P(i,t)}); \\ 0,5c_c \gamma_c V_{C(i,2)} \frac{Dt_{C(i,2,t)}}{Dt} &= a_i \rho d_2^2 n_i (t_{P(i,t)} - t_{C(i,2,t)}) - \frac{2pl n_i}{\frac{1}{0,8d_2} - \frac{1}{d_2}} (t_{C(i,2,t)} - t_{C(i,1,t)}); \quad (2) \\ 0,5c_c \gamma_c V_{C(i,2)} \frac{Dt_{C(i,1,t)}}{Dt} &= \frac{2pl n_i}{\frac{1}{0,8d_2} - \frac{1}{d_2}} (t_{C(i,2,t)} - t_{C(i,1,t)}). \end{aligned}$$

Застосувавши відомі формули для визначення площі та об'єму кулі через її діаметр, після скорочень отримаємо таку систему рівнянь:

$$\begin{aligned} c_p G_p (t_{P(i,t)} - t_{P(i-1,t)}) &= a_i \rho d_2^2 n_i (t_{C(i,t)} - t_{P(i,t)}); \\ c_c \gamma_c d_2^2 \frac{Dt_{C(i,2,t)}}{Dt} &= 12a_i d_2 (t_{P(i,t)} - t_{C(i,2,t)}) - 92,3l (t_{C(i,2,t)} - t_{C(i,1,t)}); \quad (3) \\ c_c \gamma_c d_2^2 \frac{Dt_{C(i,1,t)}}{Dt} &= 92,3l (t_{C(i,2,t)} - t_{C(i,1,t)}). \end{aligned}$$

Позначивши співвідношення  $k = \frac{c_p \gamma G_p}{a_i \rho \times d_2^2 \times n_i}$ , одержимо систему рівнянь для обчислення температури повітря в кожному шарі теплообмінної насадки

$$\begin{aligned} t_{P(1,t)} &= \frac{t_{C(1,2,t)} + 2k \times \chi_P^{BX}}{1 + 2k}; \\ t_{P(i,t)} &= \frac{t_{C(i,2,t)} + k \times \chi_{P(i-1,t)}}{1 + k}; \quad (4) \\ t_{P(n,t)} &= \frac{t_{C(n,2,t)} + 2k \times \chi_{P(n-1,t)}}{1 + 2k}. \end{aligned}$$

Визначення коефіцієнта конвективного теплообміну, втрат тиску та площі теплообміну залежить від типу насадки. Для аналізу втрат тиску при застосуванні різних видів засіпок коефіцієнт тертя можна обчислити за формулою [8]

$$l = \frac{360(1 - \epsilon')^2}{\epsilon'^3 Re} + \frac{B'(1 - \epsilon')}{\epsilon'^3}, \quad (5)$$

де  $\epsilon'$  - щільність насадки;  $B'=1,8$  - для тіл з гладенькою поверхнею,  $B'=4,0$  - для тіл із шорсткою поверхнею.

Критерій Рейнольдса визначають за формулою

$$Re = \frac{w_1 d_E}{\nu}, \quad (6)$$

де  $w_1$  - швидкість повітря перед насадкою, м/с;  $d_E = j_1 d_3$  - еквівалентний діаметр насадки ( $j_1$  - коефіцієнт форми тіла);  $d_3$  - середній розмір (діаметр) частинок;  $\nu$  - кінематична в'язкість повітря, м<sup>2</sup>/с.

Втрати тиску визначаються за формулою

$$\Delta P = l \frac{H w_1^2 \rho}{d_E 2}, \quad (7)$$

де  $H$  - розмір насадки вздовж руху повітря, м;  $\rho$  - густина повітря, кг/м<sup>3</sup>.

Коефіцієнт теплообміну на поверхні щільного шару кульок чи частинок іншої форми можна розрахувати за критеріальними рівняннями В.Н. Тимофєєва [9]:

$$\begin{aligned} \text{-- при } Re = 20, 200 & \quad Nu = 0,106 Re ; \\ \text{-- при } Re = 200, 1700 & \quad Nu = 0,61 Re^{0,67} . \end{aligned}$$

Як визначаючий розмір прийнято діаметр кульок, а якщо частинки не кулькоподібні, то  $d_E = \sqrt[3]{6V/\rho}$ , де  $V$  - об'єм частинки. Швидкість повітря розраховується по повному перерізу, без урахування заповнення його частинками.

Результати розрахунків показують, що у випадку незмінності характеристик насадки вздовж руху повітря, коефіцієнт конвективного теплообміну  $a_i$  залишається практично постійним для всіх шарів насадки.

Тому з достатньою для практичних розрахунків точністю можна вважати  $a_i = a_1 = const$ .

Для врахування впливу різноманітних факторів на теплообмінні процеси в насадці теплоутилізатора варто застосувати безрозмірні комплекси, котрі можна отримати, аналізуючи систему рівнянь (1). У результаті математичного моделювання встановлено, що таким показником, який урахує співвідношення теплоакумуючих мас насадки і теплоносія, може бути безрозмірний комплекс

$$K_1 = \frac{c_c m_c}{t c_p G_p}, \quad (8)$$

де  $t$  - часовий інтервал нагрівання або охолодження, с.

Для урахування конструктивних особливостей теплообмінної поверхні насадки можна застосувати інший комплекс

$$K_2 = \frac{a_1 F_H}{c_p G_p}, \quad (9)$$

де  $F_H$  - площа теплообмінної поверхні насадки,  $m^2$ .

Для дослідження впливу різноманітних факторів на ефективність регенератора за наведеною математичною моделлю розроблена комп'ютерна програма. За її допомогою проведено ряд цифрових експериментів, у яких досліджувався вплив як окремих факторів (теплопровідність матеріалу засипки, його густина, період регенерації, витрати повітря, розміри насадки, розміри частинок засипки, втрати тиску), так і їх комплексів ( $K_1$ ,  $K_2$ ) на ефективність теплообмінної насадки. Результати розрахунку показали домінування функціональної залежності ефективності від коефіцієнтів  $K_1$  та  $K_2$ . Цю залежність показано на рис.1.

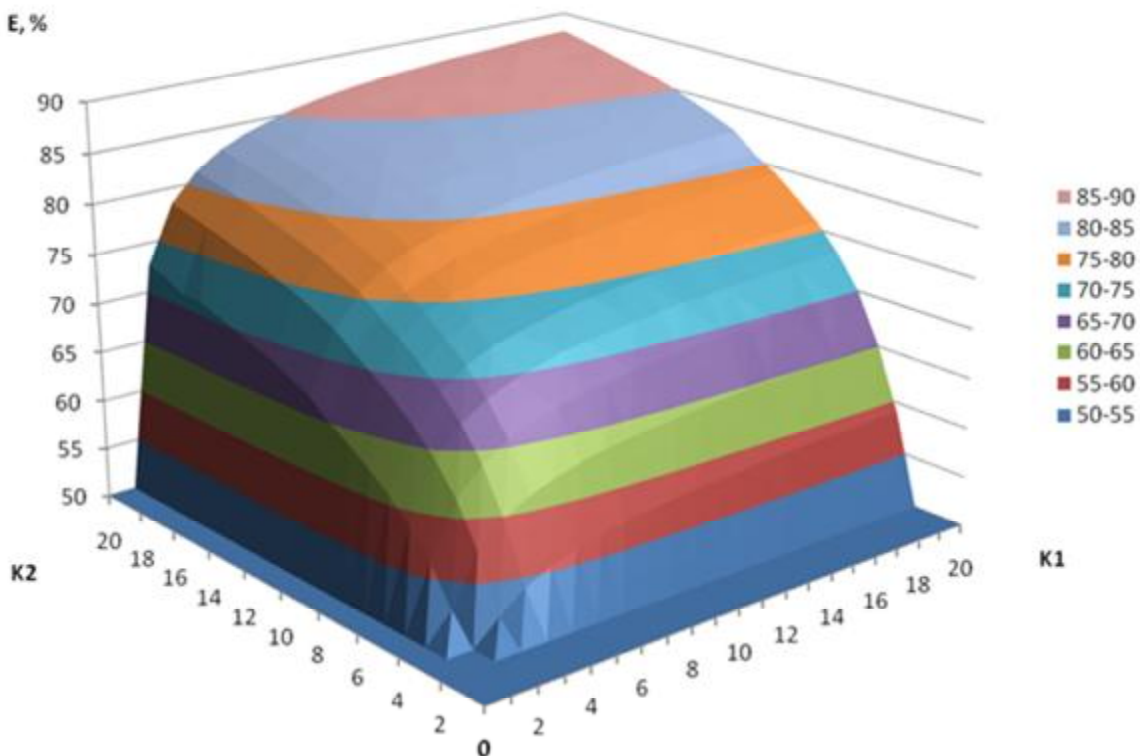


Рис.1. Залежність ефективності насадки ( $E$ ) від коефіцієнтів  $K_1$  та  $K_2$

При розмірі частинок засипки 10 мм апроксимаційна залежність для визначення ефективності насадки така:

$$E = 100 \left( 1 - \frac{1}{K_1^{2,4} K_2^{0,3}} \right) \quad (10)$$

У середньому помилка апроксимації становить 1,3 %.

Результати розрахунків показали, що ефективність насадки також залежить і від розміру її частинок. У цілому, зменшення розміру частинок

сприяє підвищенню ефективності насадки. Проте це призводить до збільшення втрат тиску на насадці. Для з'ясування кількісного характеру цього впливу необхідне проведення додаткових досліджень.

**Висновки.** Розроблена математична модель та комп'ютерна програма для розрахунку перехідних процесів у насадці стаціонарного регенеративного теплообмінника – утилізатора витяжного повітря для житлових та адміністративних приміщень. Насадка може бути виконана із частинок різної форми й матеріалів. Установлена графічна залежність та апроксимаційна формула для визначення ефективності насадки з кульок діаметром 10 мм.

#### Література

1. Pulsifer J. E. *Improved Performance of Energy Recovery Ventilators Using Advanced Porous Heat Transfer Media* / J. E. Pulsifer, A. R. Raffray and M. S. Tillack, UCSD-ENG-089. December 2001.
2. James E. Braun Symposium Papers – OR-05-11 – *Energy Recovery Ventilation: Energy, Humidity, and Economic Implications – Evaluation of a Ventilation Heat Pump for Small Commercial Buildings* / James E. Braun, Kevin B. Mercer, ASHRAE Transactions. – 111, № 1, (2005).
3. Низовцев М.И. *Расчет параметров утилизатора тепла и холода вентиляционного воздуха* / М.И. Низовцев, А.А. Захаров. Научно-практическая конференция «Энерго- и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий» / Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН. – Новосибирск, 2013. – С. 36 – 38.
4. Шалугін В.С. *Процеси та апарати промислових технологій: навчальний посібник* / В.С. Шалугін, В.М. Шмандій. – К., 2008. – 392 с.
5. Ушков Ф.В. *Теплопередача ограждающих конструкций при фильтрации воздуха* / Ф.В. Ушков. – М.: Стройиздат, 1969. – 144 с.
6. Kutniy V.A. *Optimisation of checkerwork regenerative waste heat exchanger exhaust air* / Kutniy V.A. // *Collection of scientific articles «Energy, energi saving and rational nature use»*. – Radom Poland, 2014. – P. 65 – 71.
7. Исаченко В.П. *Теплопередача* / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М. – Л.: Энергия, 1965. – 424 с.
8. *Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем* / Под ред. А.С. Юрьева. – СПб: АНОНПО «Мир и семья», 2001. – 1154 с.
9. Баскаков А. П. *Теплотехника: учеб. для вузов* / А. П. Баскаков, Б. В. Берг, О. К. Витт и др.; под ред. А. П. Баскакова. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 224 с.

Надійшла до редакції 20.11.2014

© Б.А. Кутний

**УДК 697.133**

*Б.А. Кутный, к.т.н., доц.*

*Полтавский национальный технический университет имени Юрия Кондратюка*

## **ЗАСЫПКА КАК НАСАДКА ДЛЯ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА ВЫТЯЖНОГО ВОЗДУХА**

*Предложена новая методика расчета теплообменных насадок для регенеративных теплоутилизаторов вытяжного воздуха. Приведена математическая модель тепломассообменных процессов в насадке регенеративного теплоутилизатора. Выполнены расчеты и получена аппроксимационная зависимость для определения его эффективности.*

**Ключевые слова:** *вытяжной воздух, теплоутилизатор, теплообменная насадка, эффективность.*

**UDC 697.133**

*B.A. Kutnyi, PhD, Associate Professor*

*Poltava National Technical Yuri Kondratyuk University*

## **THE PLACEHOLDER AS A NOZZLE FOR REGENERATIVE HEAT RECOVERY UNITS OF EXHAUST AIR**

*A new method for calculating heat exchange nozzles is offered for regenerative exhaust air heat recovery units. Presents the mathematical model of heat and mass transfer processes in the nozzle of regenerative heat utilizers. Made the calculations and obtained approximation dependence to determine its effectiveness.*

**Keywords:** *exhaust air, heat recovery units, heat exchangers nozzle, efficiency.*