

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-4-346-358>

УДК 662.99

## Энергоэффективные малогабаритные теплообменники из пористых теплопроводных материалов

С. Н. Осипов<sup>1)</sup>, А. В. Захаренко<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>ГП «Институт жилища – НИПТИС имени Атаева С. С.» (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2018  
Belarusian National Technical University, 2018

**Реферат.** После успешного повышения уровней термических сопротивлений ограждающих конструкций зданий во многих случаях расходы теплоты на вентиляцию помещений достигли аналогичных показателей на отопление в холодное время года. Поэтому разработка новых эффективных теплообменников-утилизаторов небольших размеров приобретает особое значение. Появление новых высокопористых теплопроводных материалов (медь, алюминий и т. п.) позволяет создавать высокоэффективные тонкие (в несколько сантиметров) теплообменники. Как следует из уровня техники, к высокопористым материалам относятся пористо-проницаемые структуры, имеющие открытую пористость (суммарной площадью поверхности пор по отношению к гладкой поверхности более 50 %). Одним из основных условий качественного использования подобных высокопористых теплопроводных материалов является быстрое и без существенного увеличения фильтрационного сопротивления удаление конденсата за пределы теплообменной зоны. Тепловой расчет таких теплообменников основан на критериях Фурье (Fu) и Предводителя (Pd). Рассмотрены различные способы использования высокопористых теплопроводных материалов в конструкции теплообменников. Представлен способ изготовления теплообменника, основанный на применении в каналах теплообменной части рекуперативных теплопередающих устройств пористо-проницаемого материала, отличие которого в том, что теплообменную часть выполняют из двух или более параллельных теплообменных пластин с промежутками между ними. Установлено, что значительное повышение энергоэффективности теплообменников подобного типа возможно путем применения даже небольших разрывов теплопроводных слоев высокопористых материалов для использования особенностей повышенного теплообмена начальных участков с протекающим флюидом. Одним из основных достоинств применения теплообменников типа «воздух – воздух» из вспененного высокотеплопроводного материала в климатических условиях Беларуси является стойкость против замерзания.

**Ключевые слова:** вспененный высокотеплопроводный материал, критерий Фурье, критерий Предводителя, рекуперативный теплообменник «воздух – воздух», пограничный слой, пеноалюминий, воздушные промежутки

**Для цитирования:** Осипов, С. Н. Энергоэффективные малогабаритные теплообменники из пористых теплопроводных материалов / С. Н. Осипов, А. В. Захаренко // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2018. Т. 61, № 4. С. 346–358. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-4-346-358>

---

### Адрес для переписки

Осипов Сергей Николаевич  
ГП «Институт жилища –  
НИПТИС имени Атаева С. С.»  
ул. Ф. Скорины, 15б,  
220114, г. Минск, Республика Беларусь  
Тел.: +375 17 263-81-91  
[up-niptis@rambler.ru](mailto:up-niptis@rambler.ru)

### Address for correspondence

Osipov Sergey N.  
UE “Institute of Housing –  
NIPTIS named after Ataev S. S.”  
15b F. Skoriny str.,  
220114, Minsk, Republic of Belarus  
Tel.: +375 17 263-81-91  
[up-niptis@rambler.ru](mailto:up-niptis@rambler.ru)

---

## Energy-Efficient Compact Heat Exchangers Made of Porous Heat-Conducting Materials

S. N. Osipov<sup>1)</sup>, A. V. Zakharenko<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>UE “Institute of Housing – NIPTIS named after Ataev S. S.” (Minsk, Republic of Belarus)

**Abstract.** After successful increase of levels of thermal resistances of building enclosing structures, expenses of heat on ventilation of rooms in many cases reached similar magnitudes of indicators of heating in a cold season. Therefore, the development of new efficient heat exchangers-heat exchangers of small size is of particular importance. It is possible now to create high-performance thin (of a few centimeters) heat exchangers of such high-porous heat-conducting materials as copper, aluminum, etc. Highly porous materials include porous-permeable structures having an open porosity (with a total pore surface area of more than 50 % in relation to a smooth surface). One of the main conditions for the qualitative use of such high-porous thermal conductive materials is the rapid removal of condensate outside the heat exchange zone without a significant increase in filtration resistance. Thermal calculation of such heat exchangers is based on the criteria of Fourier (Fu) and Predvoditelev (Pd). Various ways of using high-porous heat-conducting materials in the design of heat exchangers are considered. The method of production of the heat exchanger based on the application of porous-permeable material in the channels of the heat exchange part of recuperative devices is presented; the difference of the method is that the heat exchange part is performed of two or more parallel heat exchange plates with spacing between them. It has been found that a significant increase in the energy efficiency of heat exchangers of this type is possible due to the application of even small discontinuities of the heat-conducting layers of high-porous materials so to use the specific features of increased heat exchange of the initial sections with the flowing fluid. One of the main advantages of using air-to-air heat exchangers made of foamed high-heat-conducting material in the climatic conditions of Belarus is freezing resistance.

**Keywords:** foamed high-heat-conducting material, Fourier criterion, Predvoditelev criterion, recuperative “air-air” heat exchanger, boundary layer, aluminum foam, air gaps

**For citation:** Osipov S. N., Zakharenko A. V. (2018) Energy-Efficient Compact Heat Exchangers Made of Porous Heat-Conducting Materials. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 61 (4) 346–358. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-4-346-358> (in Russian)

Современное состояние небольших теплообменных установок характеризуется их достаточно большой эффективностью и удельным объемом на единицу мощности. Однако в настоящее время существуют возможности значительно увеличить удельный объем на единицу мощности и тем самым уменьшить габариты теплообменников «воздух – воздух» или «жидкость – воздух», применяемых для кондиционирования воздуха в небольших помещениях, на рабочих местах, в кабинах транспортных средств и т. п.

При использовании теплообменников «воздух – воздух» с пористым вспененным металлическим наполнителем каналов чаще всего имеет место комбинированный «сухой» и «мокрый» теплообмен, когда температура теплообменной перегородки становится ниже температуры «мокрого» термометра и на ней происходит конденсация паров воды, находящихся в «горячем» воздухе, выходящем из помещений.

В случае применения пористого вспененного металла в качестве каркаса каналов вследствие его высокой теплопроводности образование конденсата возможно по всей внутренней поверхности канала с «горячим» влаж-

ным воздухом. Поэтому здесь так важно выполнение условий быстрого и без существенного увеличения фильтрационного сопротивления удаления конденсата за пределы теплообменной зоны.

Конденсация водяного пара на любой поверхности обычно начинается при ее температуре, менее температуры «мокрого» термометра  $t_m$ . При конденсации выделяется относительно большое количество тепловой энергии с температурой  $t_m$ , которое зависит от относительной влажности «горячего» воздуха, а теплосодержание воздуха (энтальпия) определяется по диаграмме « $i-d$ » или по формуле Л. К. Рамзина (в технической системе единиц), приведенной в [1, с. 22]:

$$\begin{aligned} i &= 0,24t + 0,597d + 0,00044td = \\ &= 0,24t + 623\varphi p_n(0,597 + 0,00044t)/(p_{\text{бар}} - \varphi p_n), \end{aligned} \quad (1)$$

где  $t$  – температура воздуха, °С;  $d$  – влагосодержание воздуха, г/кг сухого воздуха;  $\varphi$  – относительная влажность воздуха, доли ед.;  $p_n$  – парциальное давление (упругость) пара воды, содержащегося в воздухе при полном его насыщении, мм рт. ст.;  $p_{\text{бар}}$  – барометрическое давление, мм рт. ст.;  $i$  – теплосодержание (энтальпия) воздуха, ккал/кг сухого воздуха.

С достаточной для практических целей точностью это выражение можно аппроксимировать экспоненциальной зависимостью. Тогда начиная с  $y = 0$  при температуре теплообменной перегородки  $t_{\text{cp}} < t_m$ , между «горячим» и «холодным» каналами начнется процесс конденсации влаги и температура перегородки будет расти в соответствии с зависимостью

$$t(0, \tau) = t_{\text{cp,c}} + (t_{\text{cp,\infty}} - t_{\text{cp,c}})(1 - \exp(-\beta\tau)), \quad (2)$$

где  $t_{\text{cp,c}}$  – температура перегородки между «горячим» и «холодным» каналами при «сухом» теплообмене, равная полусумме температур «горячего» и «холодного» воздуха, °С;  $t_{\text{cp,\infty}}$  – то же при полном теплообмене между «горячим» и «холодным» воздухом с учетом теплоты конденсации паров воды, °С;  $\beta$  – коэффициент показателя экспоненты, определяющий изменения интенсивности конденсации паров воды.

Необходимо отметить, что согласно принятым условиям  $\tau = y/u$  ( $y$  – длина хода воздушного потока в теплообменнике;  $u$  – скорость движения воздуха), распределение температуры перегородки по длине теплообменника зависит от скорости воздуха в канале. Тогда распределение температур в каналах теплообменника может быть описано одномерным уравнением Фурье

$$a, \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = \frac{\partial t}{\partial \tau} \quad (3)$$

с начальными и граничными условиями:

$$t(x, 0) = t_{cp,c}; \quad \left. \frac{\partial t}{\partial x} \right|_{x=h} = 0. \tag{4}$$

Решение для полей температур можно получить в виде

$$t = t_{cp,c} + \theta(t_{cp,\infty} - t_{cp,c}), \tag{5}$$

где  $\theta$  – параметр температуры, определяемый по формуле

$$\theta = 1 - \frac{\cos[\sqrt{Pd}(1-\eta)]}{\cos[\sqrt{Pd}]} \exp(-Pd \cdot Fo) - \sum_{n=1}^{\infty} A_n \frac{Pd}{Pd - \mu_n^2} \cos[\mu_n(1-\eta)] \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo), \tag{6}$$

где  $Pd = \frac{\beta h^2}{a_3}$ ;  $Fo = \frac{a_3 \tau}{h^2} = \frac{a_3 y}{h^2 u}$ ;  $\mu_n = (2n-1) \frac{\pi}{2}$ ;  $A_n = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n}$ ;  $\eta = x/h$ .  $\tag{7}$

Для проведения инженерных расчетов полей температур можно воспользоваться номограммами, приведенными на рис. 1, 2 [2].

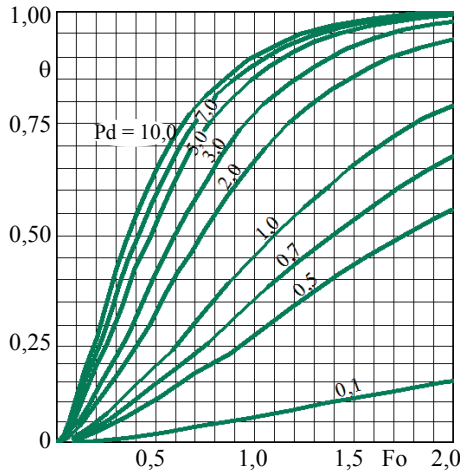


Рис. 1. Зависимость параметра температуры  $\theta$  от критериев Фурье (Fo) и Предводителя (Pd) при параметре толщины  $\eta = 0,5$

Fig. 1. The dependence of the temperature parameter  $\theta$  on Fourier (Fo) and Predvoditelev's (Pd) criteria when setting the thickness  $\eta = 0.5$

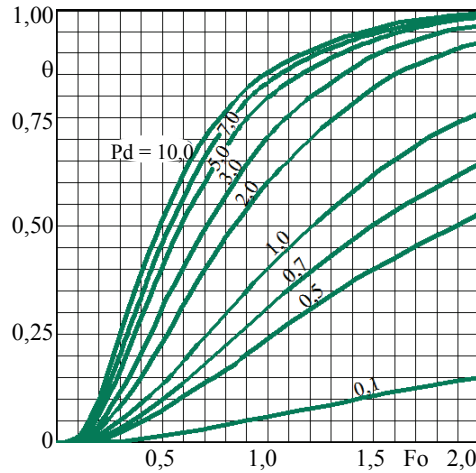


Рис. 2. Зависимость параметра температуры  $\theta$  от критериев Фурье (Fo) и Предводителя (Pd) при параметре толщины  $\eta = 1,0$

Fig. 2. The dependence of the temperature parameter  $\theta$  on Fourier (Fo) and Predvoditelev's (Pd) criteria when setting the thickness  $\eta = 1.0$

Как видно из этих номограмм, с ростом критериев Pd и Fo значения  $\theta$  увеличиваются особенно интенсивно при повышении критерия Pd до 2,0 и критерия Fo до 1,0 при Pd > 2,0. Интересно отметить, что второй член в уравнении (6) резко уменьшается с ростом величины  $Pd \cdot Fo = \beta \tau = \beta y/u$ ,

т. е. с повышением значений  $\beta$ , длины хода воздушного потока и снижением его скорости.

Из сравнения значений параметров температур при  $\eta$ , равном 0,5 и 1,0, и  $Pd = 1,0$  в середине хода воздушной струи и на выходе из теплообменника ( $Fo = 1,0$ ) видно, что различие в температурах в поперечном сечении каналов уменьшается с  $(\theta_{0,5}/\theta_{1,0}) = 0,2/0,125 \approx 1,6$  раза до  $(\theta_{0,5}/\theta_{1,0}) = 0,45/0,4 \approx 1,12$  раза. Поэтому определенное ранее по (7) для эффективного «сухого» теплообмена значение критерия Фурье примерно соответствует «мокрому» режиму теплообмена.

Для снижения фильтрационного сопротивления воздушному потоку необходимо стремиться к уменьшению длины хода воздуха в каналах теплообменника, что без потери эффективности возможно только при увеличении параметра  $Pd$  эквивалентно снижению величины критерия Фурье. Такую возможность лучше исследовать по динамике изменения средней температуры по ходу «холодного» потока воздуха в теплообменнике.

Средняя температура может быть определена по формуле

$$\bar{t} = t_{cp,c} + \theta(t_{cp,\infty} - t_{cp,c}), \quad (8)$$

где параметр средней температуры

$$\bar{\theta} = 1 - \frac{\tan[\sqrt{Pd}]}{\sqrt{Pd}} \exp(-Pd \cdot Fo) - \sum_{n=1}^{\infty} B_n \frac{Pd}{Pd - \mu_n^2} \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo), \quad \text{при } B_n = \frac{2}{\mu_n^2}. \quad (9)$$

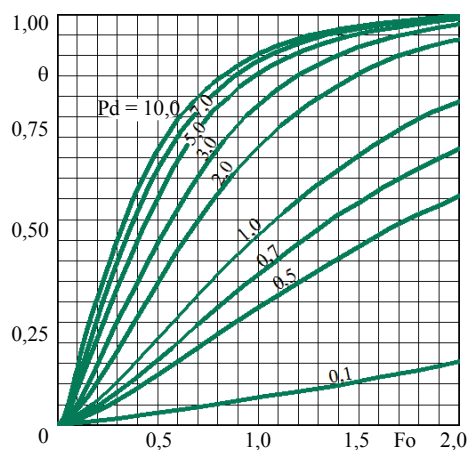


Рис. 3. Зависимость параметра средней температуры от критериев Фурье ( $Fo$ ) и Предводителя ( $Pd$ )

Fig. 3. Dependence of the mean temperature parameter on Fourier ( $Fo$ ) and Predvoditelev's ( $Pd$ ) criteria

Как видно из приведенной на рис. 3 номограммы для зависимости  $\bar{\theta} = f(Pd, Fo)$  при  $Pd = 1$  в случае уменьшения критерия Фурье с 1,0 до 0,5 и сохранении остальных параметров неизменными, значение параметра средней температуры снижается с  $\bar{\theta} = 0,47$  до  $\bar{\theta} = 0,22$ , т. е. примерно в два раза.

Соответственно снижается и эффективность теплообменника, для сохранения которой необходимо увеличить параметр  $Pd$  с 1,0 примерно до 4,0 (рис. 4). Приведенные на рис. 4 зависимости свидетельствуют о потенциальной трудности сохранения достаточно высокой эффективности теплообменника при простом умень-

шении длины хода воздушных потоков. Здесь необходимо пропорционально уменьшению длины хода воздушных потоков снижать их скорость, т. е. уменьшать производительность теплообменника при сохранении рабочей площади поперечного сечения. По-видимому, особенности «мокрого» теплообмена при заполнении каналов пористым вспененным металлом таковы, что для обеспечения высокой эффективности потребуется увеличение значений критерия Фурье ( $Fo > 1,5$ ) за счет понижения скорости воздушных потоков. Последнее возможно при конструктивной разработке многослойных теплообменников (типа «сэндвич») с малой длиной хода воздушных потоков ( $l \leq 1$  см), но большой площадью поперечного сечения (около  $1 \text{ м}^2$ ), т. е. при разработке теплообменников нового типа.

Приведенные теоретические положения позволили разработать новую конструкцию рекуперативного теплообменника «воздух – воздух», на которую получены патенты [3, 4].

Известно несколько видов теплообмена – конвективный, кондуктивный, радиационный и др. Использование высокопористого материала с высокой теплопроводностью для прохода горячего и холодного теплоносителей позволяет называть такой теплообмен объемным.

В практике используются пористые материалы с высокой теплопроводностью и метод теплового расчета при условии, что вся передача теплоты внутри плоской пластины осуществляется за счет теплопроводности через твердую фазу, а температуры твердого тела и теплоносителя почти не отличаются друг от друга в любой точке пористой структуры [5, с. 62]. Существенными недостатками такого теплообмена являются применение теплоносителей без фазовых переходов и существенное действие капиллярных сил, приводящее к гидравлической закупорке сквозных открытых пор и затруднению прокачки теплоносителя. Это препятствует использованию влажных газов или пара в качестве горячего теплоносителя по причине конденсации влаги в порах и их закупорки под действием капиллярных сил.

Известен способ изготовления теплообменного аппарата [1], включающий заполнение пористым металлом пространства между трубками для протекания охлаждаемой или нагреваемой жидкости и стенками теплообменного аппарата. Здесь пористый металл может служить для усиленной теплопередачи, а трубки – для протекания охлаждаемой и нагреваемой жидкости. Недостаток такой конструкции – невозможность использования по-

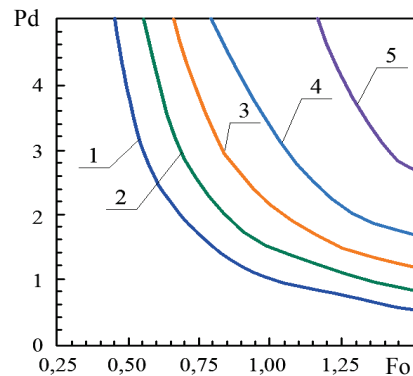


Рис. 4. Зависимость критерия Предводителя (Pd) от критерия Фурье (Fo): 1 –  $\bar{\theta} = 0,5$ ; 2 –  $\bar{\theta} = 0,6$ ; 3 –  $\bar{\theta} = 0,7$ ; 4 –  $\bar{\theta} = 0,8$ ; 5 –  $\bar{\theta} = 0,9$

Fig. 4. The dependence of the Predvoditelev's criterion (Pd) of the Fourier criterion (Fo):

1 –  $\bar{\theta} = 0.5$ ; 2 –  $\bar{\theta} = 0.6$ ;  
3 –  $\bar{\theta} = 0.7$ ; 4 –  $\bar{\theta} = 0.8$ ; 5 –  $\bar{\theta} = 0.9$

ристого металла для охлаждения влажного воздуха из-за вероятности конденсации влаги в порах и их гидравлического запираания.

Также известен способ интенсификации теплообмена и теплопередачи в рекуперативных теплопередающих устройствах за счет механизации каналов их трактов [6], в которые вводятся твердые пористопроницаемые структуры из теплопроводных материалов, имеющих максимальные удельные поверхности. Недостаток этого способа – возможная гидравлическая закупорка пор вследствие конденсации пара из газообразного горячего теплоносителя [5]. Следовательно, главная задача – удаление конденсата из сквозных пор или специально созданных каналов под действием гравитации без существенного влияния капиллярных сил. Вытекающей задачей является обеспечение возможности уменьшения габаритов и массы теплообменника при сохранении высокой тепловой эффективности рекуперативных теплообменников на основе вспененного металла для утилизации низкопотенциальных ВЭР отработанного воздуха жилых и других помещений в течение отопительного сезона.

Повышение энергоэффективности теплообменников типа «холодный теплоноситель – горячий теплоноситель» осуществляется также при помощи способа (рис. 5), включающего использование в каналах теплообменной части рекуперативных теплопередающих устройств пористопроницаемого материала с высокой удельной теплопроводностью, отличие которого в том, что теплообменную часть выполняют из двух или более параллельных теплообменных пластин с промежутками между ними, а каждую теплообменную пластину изготавливают в виде сэндвича из прямоугольных теплообменных слоев для холодного и горячего теплоносителей со сплошными газодонепроницаемыми теплопроводными тонкими перегородками, расположенными в направлении движения горячего и холодного теплоносителей. При этом создают сквозные поры или каналы для прохода удаляемого горячего теплоносителя в соответствующем теплообменном слое с диаметром, обеспечивающим устранение капиллярного эффекта торможения конденсирующейся жидкости из сквозных пор или каналов с возможностью формирования в направлении действия гравитации сверху вниз сонаправленного движения удаляемого горячего теплоносителя и конденсата и его ускоренного удаления из упомянутых пор или каналов, причем поверхности сквозных пор или каналов в слое для горячего теплоносителя покрывают (например, с помощью напыления) лиофильной пленкой [7, с. 18]. Применение высокопористого материала с высокой удельной теплопроводностью способствует интенсификации теплообмена, поэтому им заполняют слои для прохода как горячего, так и холодного теплоносителей. При использовании в качестве холодного теплоносителя жидкости с высокой теплопроводностью соответствующую часть теплообменника (рис. 5, слои 4) оставляют свободной от заполнения высокопористым материалом с высокой удельной теплопроводностью [4].

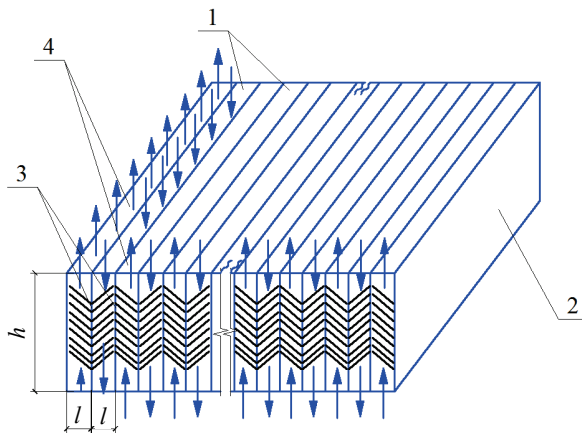


Рис. 5. Схема теплообменного устройства «холодный теплоноситель – горячий теплоноситель» из высокопористого теплопроводного материала:

1, 4 – слои теплообменных пластин для горячего и холодного теплоносителей;  
2 – теплообменная пластина; 3 – сплошная перегородка между слоями

Fig. 5. The scheme of the “cold coolant – hot coolant” heat exchanger device made of high-porous heat-conducting material: 1, 4 – layers of heat exchange plates for hot and cold coolants; 2 – heat exchange plate; 3 – solid partition between the layers

Для водного конденсата диаметр сквозных пор (или специальных сквозных каналов), при котором происходит практическое устранение капиллярного эффекта торможения конденсирующейся жидкости из каналов, составляет 1–2 мм [8, с. 31]. Сквозные поры или специальные сквозные каналы, преимущественно цилиндрические, могут быть образованы как принудительным механическим способом, так и посредством технологий вспенивания материалов с высокой удельной теплопроводностью. Для жидкого холодного теплоносителя, например  $H_2O$ , предельный диаметр капилляра в зависимости от его длины, по данным А. В. Лыкова [7, с. 22–31], может быть даже меньше 1 мм. В целом, учитывая отсутствие конденсатообразования в «холодном» тракте теплообменника (с входящей обменной средой, например наружным воздухом), диаметры проводящих каналов могут быть меньше, чем в «горячем» тракте.

Таким образом, в случае объемного теплообмена типа «холодный теплоноситель – горячий теплоноситель» используются, по крайней мере в «горячем» тракте, слои 1 (рис. 5) высокопористого материала с высокой удельной теплопроводностью, например вспененного алюминия, в котором образованы сквозные поры или специальные каналы для прохождения теплоносителя. Стрелками обозначены направления движения потоков теплоносителя. Слои «горячего» тракта 1 для горячего теплоносителя чередуются со слоями «холодного» тракта 4 для холодного теплоносителя, причем упомянутые слои разделены перегородками. Этим обеспечивается послойное в направлении движения разделение холодного и горячего потоков через теплообменную пластину. Учитывая взаимодействие между гравитационными и аэродинамическими силами при удалении жидкого конденсата из сквозных пор и каналов, желательно сложение этих сил, что происходит при сонаправленном сверху вниз стекании конденсата и движении горячего влажно-



го теплоносителя. Поэтому обеспечивают направление движения горячего теплоносителя сверху вниз.

Для повышения интенсивности теплопередачи от теплоносителя к поверхности капилляра или канала необходимо использовать особенность начального участка формирования пограничного слоя в соответствии с формулой В. Б. Богословского [9, с. 47], которая для среднего значения коэффициента конвективного теплообмена для ламинарного режима движения имеет вид

$$\alpha_{\text{ср}} = 3,94(v/x)^{0,5}, \quad (10)$$

где  $\alpha_{\text{ср}}$  – средняя величина коэффициента конвективного теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $v$  – скорость потока, м/с;  $x$  – длина канала теплообмена (на рис. 5 –  $h$ ; на рис. 6 –  $h_1, h_2, h_3$ ), м.

Как видно из (10), с уменьшением длины канала, например в два раза, средняя величина  $\alpha_{\text{ср}}$  увеличивается в  $\sqrt{2} = 1,42$  раза. Поэтому с целью повышения энергоэффективности целесообразно выполнять теплообменник из набора отдельных теплообменных пластин (рис. 6) толщиной ( $h_1, h_2, h_3$ ) по 1 см, с такими же промежутками. Конструктивное исполнение этого теплообменника не представляет особых трудностей. В направлении движения горячего и холодного теплоносителей их потоки в слоях 1 и 2 с пористыми средами разделяются сплошными газодонепроницаемыми теплопроводными тонкими перегородками из того же материала. При этом обеспечивается высокая контактная теплопроводность между вспененным материалом и сплошной перегородкой.

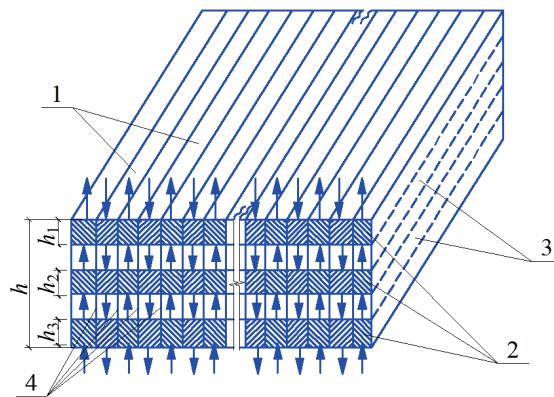


Рис. 6. Схема теплообменного устройства из высокопористого теплопроводного материала с воздушными промежутками: 1, 2 – слои теплообменных пластин для горячего и холодного теплоносителей; 3 – промежуток между слоями теплоносителей; 4 – сплошная газодонепроницаемая тонкая теплопроводная перегородка

Fig. 6. The scheme of the heat exchange device made of high-porous heat-conducting material with air gaps: 1, 2 – layers of heat-exchange plates for hot and cold heat carriers; 3 – space between layers of heat carriers; 4 – continuous gas-tight thin heat-conducting partition

В качестве примера возможного практического применения рассматриваемого способа предлагается устройство пеноалюминиевой теплообменной

части квартирного теплообменного рекуператора «воздух – воздух» для использования теплоты влажного удаляемого воздуха. С целью количественной оценки параметров теплообменного устройства можно воспользоваться упрощенным методом тепловых балансов, вполне пригодным для стационарных условий теплообмена.

Исходные данные: расход удаляемого (горячего) воздуха из квартиры с газовой плитой для приготовления пищи  $Q_r = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$  при температуре  $t_r = 20 \text{ °C}$  и относительной влажности  $V_r = 50 \%$ . Температура наружного (холодного) воздуха  $t_k$  принята (+5); 0; (–5) и (–20) °C. Расход поступающего (холодного) воздуха равен расходу удаляемого воздуха  $Q_k = Q_r$ .

В качестве теплообменной среды используется пеноалюминий плотностью  $\gamma = 0,54 \text{ г/см}^3$  и открытой пористостью 80 %. При этом теплопроводность материала уменьшается прямо пропорционально снижению плотности материала и составляет  $\lambda = 0,4 \text{ Дж/(см}\cdot\text{с}\cdot\text{град)}$ . Диаметры сквозных открытых пор 1–2 мм для зоны горячего влажного воздуха, так как при меньшем диаметре начинает заметно сказываться капиллярный эффект «застывания» влаги, а при больших диаметрах существенно уменьшается поверхность теплообмена. Теплообменная пластина 1, 2 толщиной  $h$  представлена в виде сэндвича (по горизонтали) из прямоугольных теплообменных слоев для холодного и горячего теплоносителей со сторонами  $70 \times 5 \text{ см}$  (теплообменная площадь каждого слоя для горячего и холодного воздуха по  $0,25 \text{ м}^2$ , толщина  $\Delta l = 2 \text{ см}$  (рис. 5)). Масса такой пластины около 13,5 кг. Хотя размеры и направление сквозных пор в направлении потоков воздуха не могут быть совершенно одинаковыми, для расчета ориентированных величин поверхностей теплообмена можно принять, что при пористости 80 % именно такая площадь поперечного сечения материала занята порами со средними диаметрами 0,1 и 0,2 см. Тогда количество пор составят  $n_{0,1} = 4 \cdot 2500/(\pi 0,1^2) \approx 3,2 \cdot 10^5$  и  $n_{0,2} = 4 \cdot 2500/(\pi 0,2^2) \approx 0,8 \cdot 10^5$ .

Площадь поверхности примерно цилиндрических пор длиной  $h = 5 \text{ см}$  (рис. 5) составит  $S_{0,1} = \pi d h n = \pi 0,1 \cdot 5 \cdot 3,2 \cdot 10^5 \approx 5 \cdot 10^5 \text{ см}^2 \approx 50 \text{ м}^2$ ;  $S_{0,2} = \pi d h n = \pi 0,2 \cdot 5 \cdot 0,8 \cdot 10^5 \approx 2,5 \cdot 10^5 \text{ см}^2 \approx 25 \text{ м}^2$ .

Для случая принудительного (механически, гидравлически и др.) образования сквозных цилиндрических каналов суммарная площадь их поперечного сечения принимается в размере 50 % от всей площади.

Тогда  $n_{0,1} = 2 \cdot 10^5$  и  $n_{0,2} = 0,5 \cdot 10^5$ , а  $S_{0,1} = 32 \text{ м}^2$  и  $S_{0,2} = 16 \text{ м}^2$ . Средняя скорость прохода воздуха в теплообменных каналах для использования только пористости  $v_1 = 200/(3600 \cdot 0,25 \cdot 0,8) = 0,28 \text{ м/с}$  и  $Re = 0,28 \cdot (10^{-3} - 2 \cdot 10^{-3})/(14,2 \cdot 10^{-6}) \approx 20-40$ .

При принудительном образовании сквозных каналов  $v_2 = 200/(3600 \times 0,25 \cdot 0,5) = 0,45 \text{ м/с}$  и  $Re = (0,45 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-3})/(14,2 \cdot 10^{-6}) \approx 32-64$ .

Учитывая близкий к ламинарному режим движения воздуха в каналах, средние значения коэффициентов конвективного теплообмена в соответствии с [10, с. 47] составляют  $\alpha_1 = 3,94(v/h)^{0,5} \approx 3,94 \cdot (0,28/0,05)^{0,5} \approx 9,3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{град.)}$  и  $\alpha_2 = 3,94 \cdot (0,45/0,05)^{0,5} \approx 11,8 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{град.)}$ .

Для эффективного использования теплообменника-рекуператора желательно, чтобы его возможность нагрева холодного воздуха составляла около 90 % от температуры удаляемого воздуха, т. е. необходимое количество теплоты  $q$  для нагрева холодного воздуха:

- при  $t_{к.1} = -20\text{ °C}$   $q_1 = 3500\text{ Дж/ч} = 2640\text{ Вт}$ ;
- при  $t_{к.2} = -5\text{ °C}$   $q_2 = 1600\text{ Вт}$ ;
- при  $t_{к.3} = 0$   $q_3 = 1250\text{ Вт}$ ;
- при  $t_{к.4} = +5\text{ °C}$   $q_4 = 900\text{ Вт}$ .

Далее проводится упрощенный по сравнению с выражениями (6)–(9) и номограммами на рис. 1–3 расчет возможных тепловых режимов теплообменника на пористых теплопроводных материалах [2, 9].

Теплосодержание горячего влажного воздуха состоит из теплосодержания сухого воздуха и скрытой теплоты парообразования влаги в горячем воздухе при  $\varphi = 50\%$ , что составляет  $d \approx 7,6\text{ г/кг}$  воздуха. При  $t = 0$ , до которой можно охлаждать горячий воздух вследствие дальнейшего замерзания влаги,  $d \approx 3\text{ г/кг}$ , а при  $t = +5\text{ °C}$   $d \approx 2,6\text{ г/кг}$  горячего воздуха.

Тогда при охлаждении горячего воздуха до 0 тепловыделение за счет конденсации паров влаги составит  $q_m = 12,7\text{ кДж/кг}$ , что позволяет подогреть холодный воздух на  $12,5\text{ °C}$ . При охлаждении горячего воздуха до  $5\text{ °C}$  нагрев холодного воздуха за счет конденсации влаги горячего воздуха возможен на  $11,5\text{ °C}$ . Отсюда необходимое количество теплоты за счет «сухого» теплообмена:

- при  $t_{к.1} = -20\text{ °C}$   $q_{1.с} = 1770\text{ Вт}$ ;
- при  $t_{к.2} = -5\text{ °C}$   $q_{2.с} = 730\text{ Вт}$ ;
- при  $t_{к.3} = 0$   $q_{3.с} = 480\text{ Вт}$ ;
- при  $t_{к.4} = +5\text{ °C}$   $q_{4.с} = 100\text{ Вт}$ .

Определяем возможность «сухого» теплообмена для случая перепада температур в  $2\text{ °C}$  при  $S = 50\text{ м}^2$  и  $S = 25\text{ м}^2$  ( $\alpha = 9,3\text{ Вт/(м}^2\cdot\text{град.)}$ ) и  $S = 32\text{ м}^2$  и  $S = 16\text{ м}^2$  ( $\alpha = 11,8\text{ Вт/(м}^2\cdot\text{град.)}$ ).

Тогда  $q_{1.с} = \alpha \Delta t S = 9,3 \cdot 2 \cdot 50 = 930\text{ Вт}$ ;  $q_{2.с} = 9,3 \cdot 2 \cdot 25 \approx 470\text{ Вт}$ ;  
 $q_{3.с} = 11,8 \cdot 2 \cdot 32 \approx 750\text{ Вт}$ ;  $q_{4.с} = 11,8 \cdot 2 \cdot 16 \approx 370\text{ Вт}$ .

Как видно из приведенных расчетов, при  $d = 1\text{ мм}$  возможностей теплообмена даже при  $\Delta t = 2\text{ °C}$  достаточно для успешной работы теплообменника до  $t_{к.0} = -15\text{ °C}$ , когда может происходить интенсивное замерзание влаги в каналах. При  $t_{н.0} < -15\text{ °C}$  необходимо различными методами предотвращать замерзание и выход из строя теплообменника.

Однако можно значительно увеличить теплообменные возможности по сухому воздуху. Для этого нужно собрать теплообменник общей толщиной  $h = 5\text{ см}$  из трех теплообменных пластин 1, 2, каждая толщиной  $h_1 = h_2 = h_3 = 1\text{ см}$  (рис. 6), с двумя воздушными промежутками 3, что дает возможность использовать высокий уровень теплообмена в начале формирования пограничного слоя на твердой поверхности. При длине пор, соответствующей толщине пластин  $h_1 = h_2 = h_3 = 1\text{ см}$ , коэффициенты конвективного теплообмена приобретают следующие значения:  $\alpha_1 = 3,94 \cdot (0,28/0,01)^{0,5} \approx$

$\approx 20,5$  Вт/(м<sup>2</sup>·град.) и  $\alpha_2 = 3,94 \cdot (0,45/0,01)^{0,5} \approx 26,4$  Вт/(м<sup>2</sup>·град.). В данном случае суммарная толщина трех теплообменных пластин уменьшилась с 5 до 3 см, а площади теплообменных поверхностей пеноалюминия с пористостью 80 % – до  $S_{0,1+3} = 30$  м<sup>2</sup> и  $S_{0,2+3} = 15$  м<sup>2</sup>.

При искусственном образовании сквозных каналов на прежних условиях:  $S_{0,1+3} = 19,2$  м<sup>2</sup> и  $S_{0,2+3} = 9,6$  м<sup>2</sup>. Тогда возможный теплообмен в этих условиях при перепаде температур в 2 °С соответственно составит:  $q_{1,c} = 20,5 \cdot 2 \cdot 30 = 1230$  Вт;  $q_{2,c} = 20,5 \cdot 2 \cdot 15 = 615$  Вт;  $q_{3,c} = 26,4 \cdot 2 \cdot 19,2 = 1030$  Вт;  $q_{4,c} = 26,4 \cdot 2 \cdot 9,6 = 510$  Вт.

Полученные значения величин теплообменов почти на 38 % больше для трехслойного теплообменника общей толщиной  $h = 5$  см (рис. 6) по сравнению со сплошным такой же толщины (рис. 5). При этом необходимая масса пеноалюминия уменьшается с 12,5 до 7,5 кг.

В случае  $t_k = -20$  °С для обеспечения достаточного «сухого» теплообмена необходим расчетный перепад температур в 3–4 °С, что также обеспечит почти 90%-ю эффективность.

Теперь необходимо определить размеры слоев 1 и 2, составляющих пластины, в направлении, перпендикулярном направлению потоков воздуха. В этом поперечном направлении теплообмен определяется величинами коэффициентов теплопроводности, длины пути теплопередачи, перепада температур и площадью поверхности теплопередачи. Принимая перепад температур  $\Delta t = 2$  °С и путь теплопередачи  $\Delta l = 2$  см, возможная теплопередача при наличии  $N = 35$  полос:

$$q_{\perp 1} = \lambda \Delta t N h / \Delta l = 0,4 \cdot 2 \cdot 35 \cdot 70 \cdot 5 / 2 = 4900 \text{ Дж/с} = \\ = 17,7 \cdot 10^6 \text{ Дж/ч} \approx 4900 \text{ Вт};$$

$$q_{\perp 2} = 0,4 \cdot 2 \cdot 35 \cdot 70 \cdot 3 / 2 \approx 3000 \text{ Вт}.$$

При  $N = 23$  и  $\Delta l = 3$  см  $q_{\perp 1} \approx 2160$  Вт и  $q_{\perp 2} \approx 1300$  Вт.

Как видно из приведенных расчетов, даже при крайне жестких условиях теплообмена возможную ширину теплообменного слоя можно принять  $\Delta l = 3$  см. Уменьшение толщины пластины  $h_1 = h_2 = h_3$  до значения менее 1 см позволяет еще увеличить  $\alpha$ . Однако это нерационально из-за недостаточной прочности и технологических проблем при изготовлении.

## ВЫВОДЫ

1. Использование высокопористых теплопроводных материалов позволяет конструировать высокоэффективные тонкие (в несколько сантиметров) теплообменники.

2. Применение даже небольших (1 см) разрывов теплопроводных слоев высокопористых материалов для использования особенностей повышенного теплообмена начальных участков с протекающим флюидом существенно повысит энергоэффективность такого теплообменника.

3. Теплообменники «воздух – воздух» из вспененного высокотеплопроводного материала (медь, алюминий и т. п.) в основном не замерзают в кли-

матических условиях Республики Беларусь, особенно при использовании разрывов теплопроводных слоев высокопористых материалов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства: в 2 ч. / под ред. И. Г. Старовойта. М.: Стройиздат, 1975. Ч. 2: Вентиляция и кондиционирование воздуха. 512 с.
  2. Пехович, А. И. Расчеты теплового режима твердых тел / А. И. Пехович, В. М. Жидких. Л.: Энергия, Ленингр. отд-ние, 1976. 351 с.
  3. Способ изготовления теплообменника: пат. Респ. Беларусь № 14784 / С. Н. Осипов, В. М. Пилипенко. Оpubл. 30.10.2011.
  4. Способ интенсификации теплообмена: Евразийс. пат. № 018264 / С. Н. Осипов, В. М. Пилипенко. Оpubл. 30.06.2011.
  5. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. М.: Энергоиздат, 1981. 417 с.
  6. Способ интенсификации теплообмена и теплопередачи в рекуперативных теплопередающих устройствах за счет механизации каналов их трактов: пат. Рос. Федерации № 93025782 / В. П. Горда. Оpubл. 27.10.1996.
  7. Лыков, А. В. Теория сушки / А. В. Лыков. М.: Энергия, 1968. 472 с.
  8. Энциклопедический словарь / под ред. Б. А. Введенского. М.: Большая совет. энцикл., 1954. Т. 2. 720 с.
  9. Пехович, А. И. Расчеты теплового режима твердых тел / А. И. Пехович. Л.: Энергия, Ленингр. отд-ние, 1968. 304 с.
  10. Богословский, В. Н. Строительная теплофизика / В. Н. Богословский. М.: Высш. шк., 1982. 416 с.
- Поступила 03.01.2018    Подписана в печать 20.02.2018    Опубликована онлайн 27.07.2018

## REFERENCES

1. Bogoslovskii V. N., Shepelev I. A., El'terman V. M., Barkalov B. V., Egiazarov A. G., Leskov E. A., Staroverov I. G. (ed.) (1975) *Directory of the Designer. Internal Sanitary-Technical Devices. Part 2: Ventilation and Air Conditioning*. Moscow, Stroizdat Publ. 512 (in Russian).
2. Pekhovich A. I., Zhidkikh V. M. (1976) *Calculations of Thermal Regime of Solids*. Leningrad, Energiya Publ., Leningrad Branch. 351 (in Russian).
3. Osipov S. N., Pilipenko V. M. (2011) *A Method of Manufacturing a Heat Exchanger*. Patent of the Republic of Belarus No 14784 (in Russian).
4. Osipov S. N., Pilipenko V. M. (2011) *A Method of Heat Exchange Intensification*. Eurasia Patent No 018264 (in Russian).
5. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. (1981) *Heat Transfer*. Moscow, Energoizdat Publ. 417 (in Russian).
6. Gorda V. P. (1996) *Method of Intensification of Heat Exchange and Heat Transfer in Regenerative Heat Transfer Devices Due to Mechanization of Channels of their Circuits*. Patent of the Russian Federation No 93025782 (in Russian).
7. Lykov A. V. (1968) *Drying Theory*. Moscow, Energiya Publ. 472 (in Russian).
8. Vvedenskii B. A. (ed.) (1954) *Encyclopedic Dictionary. Vol. 2*. Moscow, Bol'shaya Sovetskaya Entsiklopediya Publ. 720 (in Russian).
9. Pekhovich A. I. (1968) *Calculations of Thermal Regime of Solids*. Leningrad, Energiya Publ., Leningrad Branch. 304 (in Russian).
10. Bogoslovskii V. N. (1982) *Heat Engineering*. Moscow, Vysshaya Shkola Publ. 416 (in Russian).

Received: 3 January 2018

Accepted: 20 February 2018

Published online: 27 July 2018