

УДК 697-921.4

Численное моделирование регенеративного теплообменника для вентиляции с периодической сменой направления воздушного потока*

С.П. Актершев, Н.Н. Мезенцева, И.В. Мезенцев, Р.С. Горелик

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск

E-mail: sergey-aktershev@mail.ru

Разработана двумерная математическая модель регенеративного теплообменника для системы вентиляции с периодическим изменением направления потока воздуха. Такая система позволяет значительно экономить тепловую энергию для обогрева жилого помещения в зимний период. Результаты расчетов по двумерной модели сопоставляются с расчетами по одномерной модели и с экспериментальными данными. Сформулировано определение энергетической эффективности в терминах снижения потери тепловой энергии. Показано, что эффективность регенеративного теплообменника может быть больше 90 %. Методом численного моделирования проведено параметрическое исследование и определено влияние рабочих и конструктивных параметров теплообменника на энергетическую эффективность его работы. В численных расчетах выявлена группа параметров, которые наиболее сильно влияют на энергетическую эффективность системы вентиляции, и даны рекомендации по их оптимизации.

Ключевые слова: регенеративный теплообменник, система вентиляции, параметрическое исследование, энергетическая эффективность.

Введение

В странах с холодным климатом (таких как Россия, Канада, Норвегия, Финляндия) в жилых зданиях в зимний период возникают тепловые потери, обусловленные вентиляцией воздуха. Доля этих потерь в общем энергетическом балансе здания по разным источникам может достигать 50 %, поэтому для их уменьшения системы вентиляции используются в комбинации с системами восстановления теплоты (регенеративными теплообменниками) различных типов [1, 2]. Одним из наиболее перспективных способов снижения тепловых потерь на вентиляцию в зимний период является утилизация теплоты вытяжного воздуха для нагрева приточного за счет периодического изменения направления воздушного потока через регенеративный теплообменник [3 – 6]. Принципиальная схема такой энергосберегающей системы вентиляции довольно проста. Вытяжной теплый воздух проходит через твердую неподвижную теплоаккумулирующую

* Исследование выполнено за счет гранта РФФИ № 22-29-0141, <https://rscf.ru/project/22-29-01412/>.

среду, которая поглощает часть тепловой энергии воздуха. Затем (в фазе притока) холодный наружный воздух, поступающий в помещение, проходит через теплоаккумулирующую среду и частично нагревается. В качестве теплоаккумулирующей среды может быть использован слой гранулированного материала или теплообменная матрица с продольными воздушными каналами. Особенности регенераторов с теплообменными матрицами в виде засыпок из различных материалов обсуждались в работах [5–7]. В работах [8, 9] были представлены результаты экспериментального и численного исследования тепловых параметров воздухо-воздушного регенеративного теплообменника с периодическим изменением направления воздушного потока, в котором в качестве теплообменного тела применялась матрица из полипропилена с продольными воздушными каналами. Там же была разработана одномерная математическая модель регенеративного теплообменника, которая описывает теплообмен в терминах средних по сечению температуры матрицы и температуры воздуха. Для замыкания уравнений модели необходимо присутствие коэффициента теплообмена α . Значение α (постоянное для всей матрицы) задавалось как для термически стабилизированного течения воздуха в канале посредством числа Нуссельта в виде $Nu = \alpha d / \lambda \approx 4$ (здесь d — диаметр канала, λ — теплопроводность воздуха). Величина α является важным параметром, который определяет адекватность математической модели. С целью верификации модели в работах [8, 9] были проведены экспериментальные исследования. Экспериментальная установка состояла из регенеративной мультиканальной матрицы, реверсивного вентилятора и корпуса. Регенеративная теплообменная матрица цилиндрической формы, длиной 180 мм и наружным диаметром 198 мм была выполнена из полипропилена и имела воздушные прямоугольные каналы, разделенные тонкими перегородками. Один торец теплообменной матрицы контактировал с наружным воздухом, имеющим температуру T_{cold} , а другой торец был расположен в помещении, где поддерживалась температура $T_{\text{hot}} > T_{\text{cold}}$. Реверсивный вентилятор циклически нагнетал воздух либо в помещение, либо наружу, меняя направление потока в конце каждого полупериода длительностью τ . Длительность переключения направления потока составляла $2\tau_c$ (рис. 1а). С помощью термопар, установленных в воздушных каналах и в стенке между каналами, была измерена временная эволюция распределений температуры воздуха и материала матрицы в различных сечениях теплообменника. Результаты расчетов по модели [8] показали вполне удовлетворительное согласование с экспериментальными данными.

В работе [10] была разработана двумерная математическая модель системы вентиляции с циклическим изменением направления потока, которая применялась в экспери-

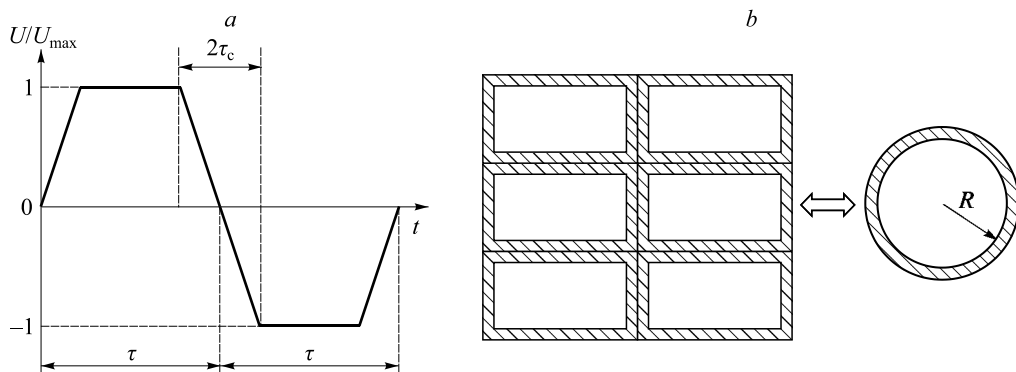


Рис. 1. Скорость воздуха в канале в зависимости от времени (а), ячейки теплообменной матрицы и цилиндрический канал, эквивалентный одной ячейке (б).

ментах [8, 9]. В двумерной модели [10], в отличие от одномерной [8], учитывается неоднородность температуры воздуха по сечению канала и температуры материала теплообменной матрицы по сечению межканальной перегородки. Было проведено сопоставление результатов численных расчетов по двумерной модели с экспериментальными данными [8, 9] и показано, что увеличение как длительности цикла, так и максимальной скорости воздуха приводит к снижению энергетической эффективности.

В настоящей работе численными методами с помощью двумерной модели [10] проводится параметрическое исследование с целью определения влияния рабочих и конструктивных параметров регенеративного теплообменника на его энергетическую эффективность.

1. Теоретическая модель

Теплообменная матрица имеет ячеистую структуру, т.е. представляет собой огромное множество (порядка 10^5 на 1 м^2) одинаковых сквозных каналов, разделенных тонкими перегородками. Большое количество каналов позволяет пренебречь краевыми эффектами вблизи боковой поверхности матрицы, при этом в силу симметрии можно считать, что все каналы теплоизолированы друг от друга. С учетом этого возможно рассматривать одиночный канал, эквивалентный одной ячейке теплообменной матрицы. В теоретической модели канал считается цилиндрическим и радиус цилиндра R выбирается так, чтобы его площадь сечения была равна площади сечения канала теплообменной матрицы. Толщина стенки цилиндрического канала D выбирается таким образом, чтобы площадь сечения стенки была равна соответствующей площади сечения перегородки (на одну ячейку) мультиканальной матрицы (рис. 1b). Хотя принятая в модели цилиндрическая форма канала не описывает «тонких» гидродинамических деталей в реальном канале прямоугольной (или иной) формы (например, особенностей течения в углах прямоугольника), тем не менее, модель позволяет учесть принципиально новый фактор — влияние двумерности на теплообмен между движущимся газом и стенкой канала, которое не описывает одномерная модель [8]. Учитывая форму и размеры канала и межканальных перегородок, можно получить необходимые для модели значения R и D . Так, например, в экспериментах [8, 9] использовалась мультиканальная матрица с прямоугольными каналами размерами $3,25 \times 1,5 \text{ мм}$ при толщине перегородки между ячейками $0,5 \text{ мм}$. В этом случае эквивалентный радиус круглого канала $R = 1,25 \text{ мм}$, толщина стенки $D = 0,3 \text{ мм}$.

Двумерные поля температуры воздуха $T_g(x, r, t)$ и стенки канала $T_s(x, r, t)$ определяются из уравнений нестационарного теплопереноса. Для потока воздуха они описываются в виде

$$\frac{\partial T_g}{\partial t} + u(r) \frac{\partial T_g}{\partial x} = \frac{a_g}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_g}{\partial r} \right), \text{ при } 0 < r < R, \quad (1)$$

для стенки:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = a_s \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} \right), \text{ при } R < r < R + D, \quad (2)$$

здесь r — радиальная координата, x — координата вдоль оси канала (холодному концу канала соответствует $x = 0$), a — температуропроводность, u — скорость воздуха в канале; индекс g означает газ, s — твердое тело. Скорость ламинарного потока воздуха

определяется соотношением $u(r) = u_0 \left(1 - r^2/R^2\right)$, где u_0 — скорость на оси. При этом средняя по сечению канала скорость воздуха рассчитывается как

$$U = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R u(r) 2\pi r dr = \frac{u_0}{2}.$$

Средняя скорость воздуха периодически изменяется в соответствии с рис. 1а. В фазе притока скорость равномерно возрастает от нуля до максимального значения $U_{\max}$ в течение времени τ_c , потом некоторое время остается постоянной, затем за такое же время τ_c равномерно уменьшается до нуля. Далее начинается фаза вытяжки и скорость меняет знак на противоположный.

Введем масштаб расстояния $l = 1$ мм, масштаб времени $t_m = l^2/a_g$, масштаб скорости $u_m = a_g/l$, масштаб температуры $\Delta T = T_{\text{hot}} - T_{\text{cold}}$ и перейдем к безразмерным переменным x/l , r/l , t/t_m , u/u_m , $(T - T_{\text{cold}})/\Delta T$, сохраняя для всех переменных прежние буквенные обозначения. При таком переходе безразмерная температура наружного воздуха равна нулю, а безразмерная температура помещения равна единице. В безразмерных переменных система уравнений (1), (2) записывалась в разностном виде по неявной схеме и решалась конечно-разностным методом в условиях периодического изменения направления воздушного потока с заданным периодом 2τ (здесь τ — длительность течения воздуха в одном направлении) и заданной длительностью переключения направления течения $2\tau_c$. На оси канала ставилось условие симметрии:

$$\partial T_g / \partial r \big|_{r=0} = 0. \quad (3)$$

На внешней поверхности стенки ставилось условие отсутствия теплового потока:

$$\partial T_s / \partial r \big|_{r=R+D} = 0. \quad (4)$$

На внутренней поверхности стенки ставились условия непрерывности температуры и теплового потока:

$$T_s \big|_{r=R} = T_g \big|_{r=R}, \quad \lambda_s \partial T_s / \partial r \big|_{r=R} = \lambda_g \partial T_g / \partial r \big|_{r=R}, \quad (5)$$

здесь λ — теплопроводность. В отличие от одномерной модели [8], условия (5) позволяют избежать необходимости задавать коэффициент теплообмена. При этом тепловой поток на границе воздух – стенка вычисляется непосредственно в процессе решения системы уравнений (1), (2). Температура воздуха, втекающего в канал на одном из его концов, задавалась в соответствии с фазой цикла, т.е. в фазе притока $T_g(0, t) = T_{\text{cold}}$, в фазе вытяжки $T_g(L, t) = T_{\text{hot}}$. Для решения уравнения (2) применялся метод расщепления по координатам. При расчете распределения температуры стенки вдоль потока (методом прогонки по координате x) на концах канала ставились условия $T_s \big|_{x=0} = 0$, $T_s \big|_{x=L} = 1$.

Для сопоставления результатов расчетов по двумерной и одномерной моделям вычислялись средняя по сечению канала температура воздуха:

$$T_{g \text{ av}}(x, t) = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R T_g(x, r, t) 2\pi r dr, \quad (6)$$

и средняя по сечению температура стенки:

$$T_{s\text{av}}(x, t) = \frac{1}{\pi(R+D)^2 - \pi R^2} \int_R^{R+D} T_s(x, r, t) 2\pi r dr. \quad (7)$$

С использованием переменных (6), (7) вычислялись локальный коэффициент теплообмена между стенкой и воздухом $\alpha(x, t) = q / (T_{s\text{av}} - T_{g\text{av}})$, локальное число Нуссельта $\text{Nu}(x, t) =$

$= 2\text{Ra} / \lambda_g$ и среднее по длине канала число Нуссельта $\langle \text{Nu} \rangle = \frac{1}{L} \int_0^L \text{Nu}(x, t) dx$. Здесь

$q(x, t) = \lambda_g \partial T_g / \partial r|_{r=R}$ — плотность теплового потока на стенке канала.

2. Энергетическая эффективность системы вентиляции с периодической сменой направления воздушного потока

Эффективность рассматриваемой системы можно определить, сравнивая ее с системой проточной вентиляции. В случае проточной системы вентиляции масса наружного воздуха m попадает в помещение и нагревается от температуры T_{cold} до температуры T_{hot} . На этот нагрев затрачивается тепло $Q_0 = mc_g \Delta T$. Затем этот воздух выбрасывается в атмосферу, унося с собой все полученное тепло. Таким образом, в атмосферу выбрасывается тепловая энергия Q_0 с температурой T_{hot} . В случае регенеративной системы вентиляции воздух в помещении также имеет температуру T_{hot} , а выбрасываемый в атмосферу воздух имеет среднюю по времени температуру:

$$T_{\text{out}} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} T_{g\text{av}}(0, t) dt. \quad (8)$$

Здесь интеграл по времени вычисляется на стадии вытяжки. Величина T_{out} меньше, чем T_{hot} , т.к. на стадии вытяжки часть тепловой энергии воздуха передается стенке канала. Таким образом, в атмосферу выбрасывается тепловая энергия $Q_1 = mc_g (T_{\text{out}} - T_{\text{cold}}) < Q_0$, а потери тепла уменьшаются на $\Delta Q = Q_0 - Q_1$. Энергетическую эффективность регенеративной системы вентиляции E_{ef} определим как отношение «сэкономленной» за счет регенерации теплоты ΔQ к «исходной» тепловой потере Q_0 :

$$E_{\text{ef}} = \frac{\Delta Q}{Q_0} = \frac{\Delta T - (T_{\text{out}} - T_{\text{cold}})}{\Delta T}. \quad (9)$$

В принятых безразмерных переменных формула (9) имеет вид:

$$E_{\text{ef}} = 1 - \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} T_{g\text{av}}(0, t) dt. \quad (10)$$

В работах [8, 9] эффективность регенеративной системы вентиляции характеризовалась критерием тепловой эффективности ε :

$$\varepsilon = \frac{(c\rho u)_{\text{hot}}}{(c\rho u)_{\text{min}}} \cdot \frac{T_{\text{hot}} - T_{\text{outflow}}(t)}{\Delta T} = \frac{(c\rho u)_{\text{hot}}}{(c\rho u)_{\text{min}}} \varepsilon_t, \quad (11)$$

здесь $\varepsilon_t = \frac{T_{\text{hot}} - T_{\text{exhaust}}(t)}{\Delta T}$ —

эффективность теплообменника, $T_{\text{exhaust}}(t)$ — температура вытекающего наружу воздуха.

Отметим, что выражение (11) изначально характеризует эффективность противоточного теплообменника, где в теплообмене участвуют два стационарных потока жидкости. Именно в этом случае формула (12) дает константу, которая характеризует эффективность работы теплообменника. Однако, использование (12) в рассматриваемом случае нуждается в уточнении. В ситуации, когда происходит периодическая смена направления воздушного потока, значение (12) описывает мгновенное состояние теплообменника и циклически пульсирует по времени, а не характеризует эффективность регенеративной системы вентиляции в целом (за один цикл). Если же в формуле (12) заменить мгновенное значение температуры $T_{\text{exhaust}}(t)$ на среднее по времени (в фазе вытяжки) значение T_{out} (см. уравнение (8)) и перейти к безразмерной переменной, тогда получим формулу (10), которая определяет значение E_{ef} . В отличие от ε_t , величина E_{ef} характеризует в целом эффективность регенерации тепла в терминах снижения тепловых потерь.

3. Результаты расчетов

Параметрическое исследование проводилось для двух значений радиуса канала: 1 и 2 мм. Физические свойства воздуха считались постоянными: $\rho_g = 1,29 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$, $c_g = 10^3 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$, $\lambda_g = 0,024 \text{ В/(м}\cdot\text{К)}$. Расчеты проводились для следующего опорного набора параметров: $\rho_s = 10^3 \text{ кг/м}^3$, $c_s = 4 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$, $\lambda_s = 0,5 \text{ В/(м}\cdot\text{К)}$, $\tau_c = 2 \text{ с}$, $L = 200 \text{ мм}$, $U_{\text{max}} = 0,5 \text{ м/с}$. В ходе вычислений каждый из таких параметров, как длительность полуцикла τ , скорость воздуха U_{max} , длина канала L , толщина стенки D , теплопроводность материала стенки λ_s , теплоемкость материала стенки c_s , поочередно варьировались, при этом все остальные параметры для обоих значений радиуса канала были одинаковы. Расчеты показали, что периодический режим теплообмена между потоком воздуха и стенкой канала можно считать установившимся после 20–30 периодов, начиная с момента начала счета. Далее все результаты расчетов приводятся для установившегося режима.

На рис. 2 показана энергетическая эффективность E_{ef} для обоих радиусов канала (при $L = 200 \text{ мм}$, $D/R = 0,3$) в зависимости от длительности полуцикла при различных значениях максимальной средней скорости воздуха U_{max} . Видно, что величина E_{ef} монотонно убывает с ростом τ , причем с увеличением средней скорости воздуха значение E_{ef}

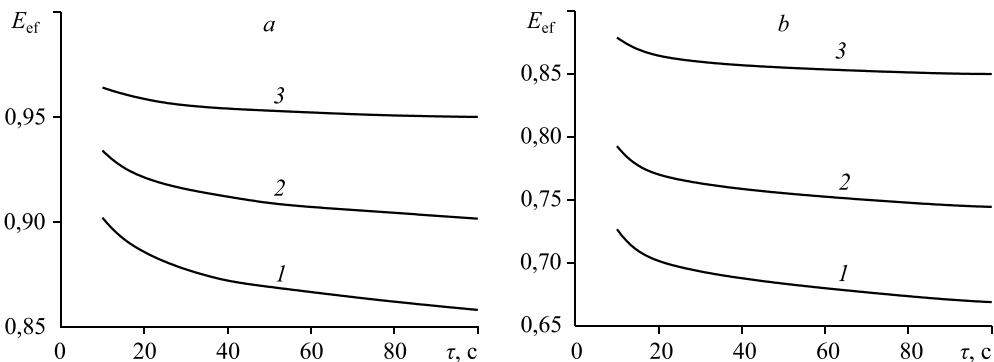


Рис. 2. Энергетическая эффективность для каналов радиусом 1 (а) и 2 (б) мм в зависимости от τ для значений $U_{\text{max}} = 1,5$ (1), 1 (2), 0,5 (3) м/с.

уменьшается. Из рисунка также следует, что для канала радиусом 1 мм энергетическая эффективность существенно больше, чем для канала радиусом 2 мм (при одинаковых значениях $U_{\max}$). Этот факт вполне объясним. Действительно, величина теплового потока от стенки к воздуху (или обратно) прямо пропорциональна периметру канала $2\pi R$, а обусловленный расходом газа конвективный поток тепла прямо пропорционален площади воздушного потока πR^2 . Поэтому интенсивность теплообмена воздуха со стенкой прямо пропорциональна отношению периметра к площади, т.е. величине R^{-1} . Таким образом, в канале радиусом 1 мм теплообмен со стенкой более эффективен, чем в канале радиусом 2 мм, поэтому в первом случае значения E_{ef} больше. Тот факт, что E_{ef} убывает с ростом τ , также вполне понятен. При достаточно большом значении τ вытекающий наружу теплый воздух успевает прогреть стенку канала до температуры помещения, поэтому средняя температура (безразмерная) выбрасываемого в атмосферу воздуха будет близка к единице, а значение E_{ef} , рассчитанное по уравнению (10), будет близко к нулю.

На рис. 3 показана E_{ef} в зависимости от длины канала L при $\tau = 15$ с, $U_{\max} = 0,5$ м/с. Видно, что величина E_{ef} монотонно растет с увеличением L , однако для радиуса 2 мм этот рост более существенный, чем для радиуса 1 мм. Влияние длины на E_{ef} также объясняется наличием на концах канала участков термической стабилизации, где воздушный поток слабо участвует в теплообмене со стенкой. С увеличением L уменьшается относительный вклад этих участков, поэтому E_{ef} растет. В случае канала радиусом 1 мм термический пограничный слой достигает оси канала раньше, поэтому длина участка термической стабилизации меньше, чем для канала с радиусом 2 мм. Вследствие этого для радиуса 1 мм E_{ef} растет с увеличением L относительно слабее, чем для радиуса 2 мм. На рис. 4 показано влияние теплоемкости материала стенки на E_{ef} при тех же значениях параметров, что и на рис. 3. Видно, что величина E_{ef} практически не зависит от отношения c_s/c_g (в исследованном диапазоне E_{ef} изменяется примерно на 0,5 %).

На рис. 5 и 6 показаны распределения безразмерной температуры по сечению канала радиусом 2 мм в фазе притока (рис. 5) и в фазе вытяжки (рис. 6) для различных моментов времени при $\tau = 15$ с, $U_{\max} = 0,5$ м/с, $L = 200$ мм, $D/R = 0,3$. Расчет сделан для сечения, расположенного вблизи холодного края ($x/L = 0,1$) канала радиусом 2 мм. Из рис. 5 видно, что температура воздуха существенно меняется с ростом радиальной координаты r , в то время как температура стенки гораздо более однородна (т.е. слабо зависит от r).

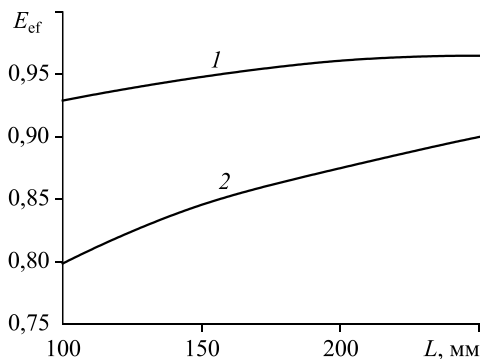


Рис. 3. Энергетическая эффективность для каналов радиусом 1 (1) и 2 (2) мм в зависимости от длины канала.

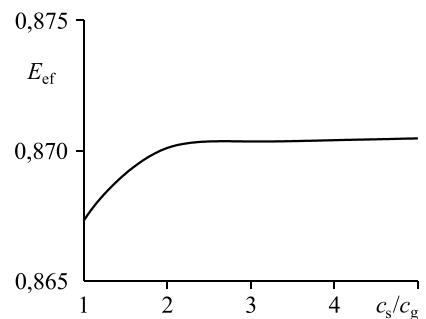


Рис. 4. Энергетическая эффективность для канала радиусом 2 мм в зависимости от теплоемкости материала стенки.

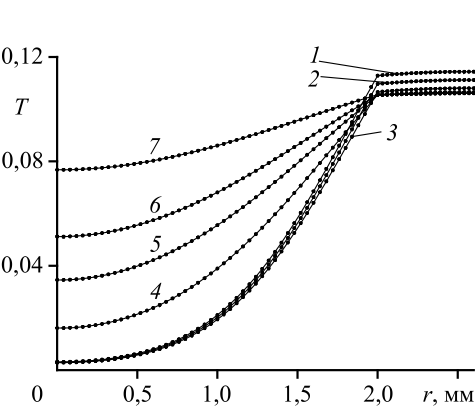


Рис. 5. Распределения безразмерной температуры по сечению канала в фазе притока в моменты времени

$t/\tau = 0,435$ (1), $0,638$ (2), $0,840$ (3), $0,941$ (4), $0,961$ (5), $0,970$ (6), $0,991$ (7).

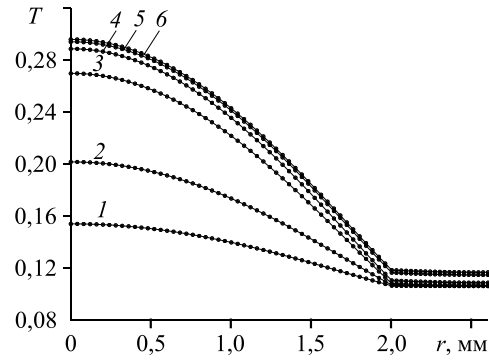


Рис. 6. Распределения безразмерной температуры по сечению канала в фазе вытяжки в моменты времени

$t/\tau = 0,033$ (1), $0,069$ (2), $0,122$ (3), $0,253$ (4), $0,610$ (5), $0,727$ (6).

Большую часть времени (до момента $t/\tau = 0,85$) средняя по сечению температура воздуха в сечении существенно меньше температуры стенки. При этом профиль температуры воздуха изменяется незначительно, хотя стенка за это время заметно остывает (кривые 1–3). Это объясняется тем, что полученное от стенки тепло сносится воздухом вниз по потоку. К окончанию фазы притока скорость воздуха существенно падает, поэтому средняя по сечению температура воздуха начинает быстро расти, приближаясь к средней температуре стенки (кривые 4–7). Рис. 6 демонстрирует изменение профилей температуры в фазе вытяжки. Видно, что в самой начальной стадии профиль температуры воздуха быстро растет (кривые 1–3), поскольку к холодному концу канала притекают все более теплые порции воздуха из его средней части. Затем до окончания фазы вытяжки устанавливается слабо меняющийся во времени профиль температуры воздуха (кривые 4–6). При этом температура стенки канала непрерывно увеличивается, получая тепло от потока воздуха.

На рис. 7 показано среднее по длине канала число Нуссельта $\langle Nu \rangle$ в зависимости от времени при тех же значениях параметров, что на рис. 5 и 6. Видно, что величина $\langle Nu \rangle$

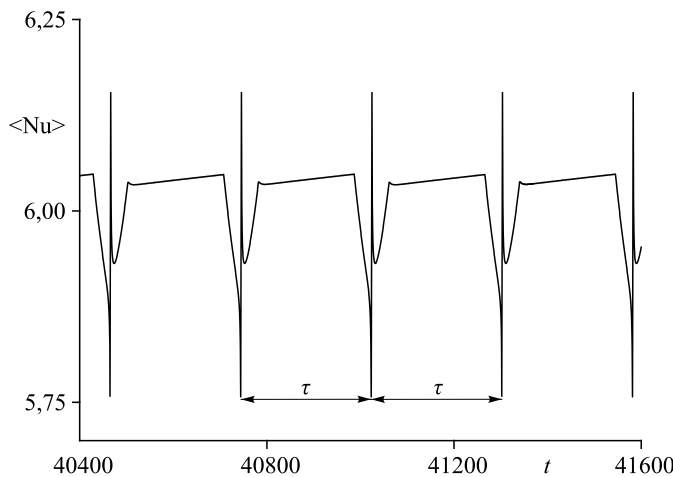


Рис. 7. Среднее по длине канала число Нуссельта в зависимости от времени. Показано два периода.

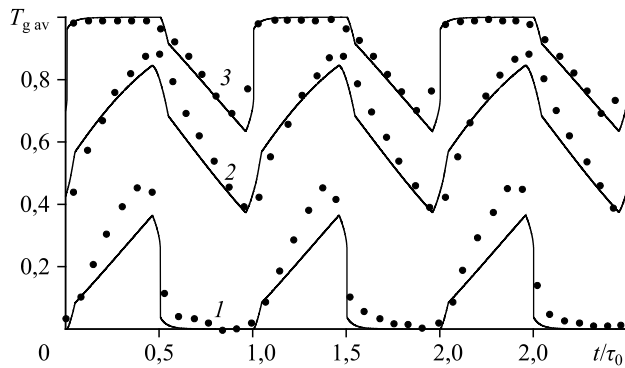


Рис. 8. Средняя по сечению температура воздуха в зависимости от времени в различных сечениях канала.

Расстояние от холодного конца канала (мм): 0 (1), 120 (2), 180 (3); кривые — результаты расчета, точки — данные эксперимента.

периодически пульсирует с периодом, равным длительности полуцикла τ (заметных различий между фазами притока и вытяжки не наблюдается). Среднее по времени значение $\langle Nu \rangle$ примерно равно 6, амплитуда пульсаций относительно небольшая. В моменты смены направления воздушного потока наблюдаются короткие всплески, но в целом значение $\langle Nu \rangle$ меняется довольно плавно. Из рисунка следует, что соотношение $Nu = \text{const}$, использованное для замыкания одномерной модели [8], в целом неплохо описывает теплообмен между воздухом и теплообменной матрицей при периодическом изменении направления воздушного потока. Расчеты показали, что среднее по времени значение $\langle Nu \rangle$ слабо зависит от таких параметров, как радиус канала, длительность полуцикла τ , длина канала L , и лежит в узком диапазоне 5,8–6,15. Таким образом, принятое в одномерной модели [8] предположение $Nu = \text{const}$ будет вполне подходящим для инженерных расчетов, если принять эту константу равной 6.

На рис. 8 показаны рассчитанные зависимости средней температуры воздуха от времени в различных сечениях канала в сравнении с экспериментальными данными [8]. Видно, что во всех сечениях температура пульсирует с периодом работы реверсивного вентилятора $\tau_0 = 2\tau$. На концах канала (кривые 1 и 3) в моменты смены направления воздушного потока температура меняется скачкообразно, а в средней части канала (кривая 2) такие скачки отсутствуют. В фазе вытяжки температура на холодном конце канала (кривая 1) монотонно растет и начинает падать, только когда скорость воздушного потока уменьшается. Соответственно, на теплом конце канала (кривая 3) в фазе притока температура монотонно падает. Расчетные зависимости вполне удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными [8].

Выводы и рекомендации

Разработана двумерная математическая модель регенеративного теплообменника для системы вентиляции с циклическим изменением направления потока. В этой модели тепловой поток на границе воздух – стенка канала вычисляется непосредственно исходя из физических свойств газа и материала теплообменной матрицы, поэтому нет необходимости задавать коэффициент теплообмена из внешнего замыкающего соотношения, как в одномерной модели. Сформулировано определение энергетической эффективности

регенеративной системы вентиляции E_{ef} в терминах снижения потери тепловой энергии по сравнению с проточной системой вентиляции.

Методом численного моделирования проведены параметрические исследования с целью определения влияния рабочих и конструктивных параметров регенеративного теплообменника на его энергетическую эффективность. В численных расчетах выявлено две группы размерных параметров, от которых зависит величина E_{ef} . К первой группе относятся параметры, которые оказывают значительное влияние на энергетическую эффективность устройства: радиус эквивалентного канала R , максимальная скорость воздуха U_{max} , длительность полуцикла τ , длина канала L . Вторая группа включает в себя параметры, которые слабо влияют на E_{ef} : теплопроводность и теплоемкость материала теплообменной матрицы, толщина стенки эквивалентного канала D . Так, например, если отношение λ_s/λ_g увеличить в 5 раз, то величина E_{ef} возрастает примерно на 2,2 %. Такое незначительное влияние теплопроводности на E_{ef} выглядит, на первый взгляд, парадоксальным. Однако это объясняется тем, что температуропроводность воздуха много больше, чем температуропроводность стенки, а теплопроводность воздуха, напротив, много меньше теплопроводности стенки. В этом случае интенсивность теплообмена между воздухом и стенкой определяется в основном теплопроводностью воздуха (эффект «бутылочного горлышка») и в гораздо меньшей степени зависит от теплопроводности материала стенки. Влияние толщины стенки также весьма незначительно. Расчеты показали, что даже относительно тонкая стенка ($D/R = 0,1$) вполне обеспечивает эффективное охлаждение воздушного потока в фазе вытяжки (если теплоемкость материала стенки не слишком мала).

Таким образом, при проектировании регенеративного теплообменника необходимо исходя из критерия энергетической эффективности оптимизировать параметры первой группы. Наиболее важными из них являются U_{max} и R . Для того чтобы значение E_{ef} было достаточно велико, максимальная средняя скорость воздуха должна быть достаточно малой (не более 0,3–0,4 м/с). Величину R следует выбрать, казалось бы, как можно меньше. Однако с уменьшением радиуса канала существенно растет гидравлическое сопротивление и, соответственно, перепад давления на концах канала. В результате резко возрастают энергетические затраты, необходимые для прокачки воздуха через теплообменную матрицу. По-видимому, величину R следует выбирать в диапазоне 1–1,5 мм. Величину τ следует ограничить сверху значением 20–25 с. Длина канала L , напротив, должна быть достаточно большой, хотя это не очень удобно, если исходить из конструктивных соображений. Очевидно, величину L следует выбирать в диапазоне 200–250 мм.

Список литературы

1. Roulet C.A., Heidt F.D., Foradini F., Pibiri M.C. Real heat recovery with air handling units // *Energy Building*. 2001. Vol. 33. P. 495–502.
2. Dodoo A., Gustavsson L., Sathre R. Primary energy implications of ventilation heat recovery in residential buildings // *Energy Building*. 2011. Vol. 43. P. 1566–1572.
3. Kragh J., Rose J., Nielsen T.R., Svendsen S. New counter flow heat exchanger designed for ventilation systems in cold climates // *Energy Building*. 2007. Vol. 39. P. 1151–1158.
4. Chen D. Periodically reversible supply/exhaust ventilation strategy // *Building and Environment*. 2017. Vol. 124. P. 2590–2597.
5. Chang C.C., De Liang J., Chen S.L. Performance investigation of regenerative total heat exchanger with periodic flow // *Applied Thermal Engng*. 2018. Vol. 130. P. 1319–1327.
6. Aristov Y.I., Mezentshev I.V., Mukhin V.A. A new approach to regenerating heat and moisture in ventilation systems // *Energy Building*. 2008. Vol. 40, Iss. 3. P. 204–208.

7. Мезенцев И.В., Верниковская Н.В., Аристов Ю.И., Мухин В.А. Экспериментальное исследование и математическое моделирование процессов теплообмена в теплоаккумулирующих средах // Теплофизика и аэромеханика. 2006. Т. 13, № 3. С. 435–442.
8. Низовцев М.И., Бородулин В.Ю., Летушко В.Н. Регенеративный теплообменник для вентиляции помещений с периодическим изменением направления воздушного потока // Теплофизика и аэромеханика. 2015. Т. 22, № 6. С. 785–796.
9. Nizovtsev M.I., Borodulin V.Y., Letushko V.N., Zakharov A.A. Analysis of the efficiency of air-to-air heat exchanger with a periodic change in the flow direction // Applied Thermal Engng. 2016. Vol. 93. P. 113–121.
10. Aktershev S.P., Mezentsev I.V., Mezentseva N.N. Numerical simulation of the energy-saving device for ventilation with periodic veering of an air flow // J. of Physics: Conf. Series. 2020. Vol. 1677, Iss. 1. P. 012101–012101-6.

*Статья поступила в редакцию 16 мая 2022 г.,
после доработки — 21 ноября 2022 г.,
принята к публикации 8 декабря 2022 г.,
после дополнительной доработки — 2 февраля 2023 г.*