ВЛИЯНИЕ ВЛАЖНОСТИ ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВОЗДУХО-ВОЗДУШНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С ИЗМЕНЯЮЩИМСЯ НАПРАВЛЕНИЕМ ПОТОКА

М. И. Низовцев, В. Ю. Бородулин, В.Н. Летушко, А.Н. Стерлягов

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе, г. Новосибирск, Россия

Введение

Значительные энергетические потери в многоквартирных и малоэтажных жилых зданиях с высоким уровнем теплоизоляции ограждающих конструкций связаны с потерями на вентиляцию и кондиционирование воздуха [1]. Доля этих потерь (рис.1) может превышать 50%, и поэтому их снижение в системах отопления и кондиционирования зданий является серьёзной проблемой [2-5].



Рис.1 Доли основных источников тепловых потерь в жилых домах.

Применение воздушных регенераторов тепла и холода с периодическим изменением направления воздушного потока открывает широкие возможности для организации энергосберегающей вентиляции. В процессе работы аппаратов такого типа регенеративная насадка периодически продувается воздухом с разной температурой, при этом аккумулирование тепла происходит на этапе удаления вентиляционного воздуха из теплого помещения, а регенерация тепла – при нагреве холодного внешнего воздуха теплой насадкой в процессе его поступления в помещение. Для таких аппаратов в зимний период характерны высокая устойчивость к обмерзанию, а также поддержание нормируемого уровня влажности. Небольшие размеры и тепловая эффективность 60-80% позволяют применять их автономно в системах вентиляции отдельных квартир или даже отдельных помещений.

В работах [5-7] приведен ряд экспериментальных результатов исследований регенераторов тепла и холода вентиляционного воздуха с периодическим изменением направления воздушного потока. Особенности регенераторов с теплообменными матрицами в виде засыпок из различных материалов обсуждаются в работах [8, 9]. Все эти аппараты компактны и не требуют значительной электрической мощности. Теплообмен в таких аппаратах зависит от большого количества конструктивных и режимных параметров, а также от свойств используемых материалов. Важной задачей является определение этого влияния. Решение этой задачи позволит провести оптимизацию с целью повышения эффективности теплообменных аппаратов.

В работе представлены модель и результаты численного исследования влажности внутреннего воздуха на работу и тепловую эффективность воздухо-воздушного регенеративного теплообменника с периодическим изменением направления воздушного потока, в котором в качестве теплообменного тела используется матрица из полипропилена с продольными воздушными каналами.

Физико-математическая модель теплообменника

В разработанной математической модели использован подход аналогичный [10]. Считается, что теплообменная матрица представляет собой совокупность одинаковых сквозных каналов с произвольной формой проходного сечения. Каналы могут иметь прямоугольную форму проходного сечения, а также круглую, треугольную и т.д. Множество каналов образуют в поперечном сечении матриц некую регулярную структуру. В матрице может насчитываться несколько тысяч каналов. Такое большое количество каналов позволяет пренебречь краевыми эффектами вблизи боковой поверхности матрицы. В силу симметрии можно считать, что матрица представляет собой набор теплоизолированных друг от друга каналов. Количество материала матрицы, приходящегося на каждый канал, определяется отношением массы матрицы на число каналов в ней. С учётом формы проходного сечения канала можно получить все необходимые для модели геометрические параметры. Таким образом, при моделировании из всей теплообменной матрицы можно рассмотреть только одиночный теплообменный канал. Канал периодически продувается воздухом с противоположных сторон. Воздух считается несжимаемым и увлажненным. Количество водяного пара в воздухе задается величиной влагосодержания ω . Предполагается, что воздушный поток в каждом поперечном сечении канала является однородным по составу и по значениям физических параметров. Таким образом, также как и в [10], задача формулируется в одномерной постановке, при этом все физические величины, характеризующие процесс тепло- и массообмена, зависят от времени τ и продольной координаты x.

Обмен тепловой энергией между матрицей и воздушным потоком происходит через внутреннюю поверхность стенок канала. Его интенсивность определяется коэффициентом теплоотдачи α. Таким образом, для теплового потока *q* можно написать:

$$q = \alpha \cdot t_a - t_m ,$$

где *t_a*, *t_m* – температура воздуха и стенки канала.

Положим, что средняя скорость течения в канале является заданной функцией времени $u(\tau)$. Течение характеризуется малыми значениями числа Рейнольса, и его можно считать ламинарным, а длины участков гидродинамической и термической стабилизации - существенно меньше длины канала. В этом случае при рассмотрении теплообмена можно ограничиться одним значением числа Нуссельта (Nu), соответствующего стабилизированному участку потока. Значения Nu для различных типов граничных условий и форм проходного сечения приведены в [11, 12].

При работе теплообменного аппарата поверхность стенок канала матрицы и воздушный поток будут иметь различные значения температуры. Конденсация и испарение влаги может происходить, как на стенках канала, так и внутри потока. Некоторое количество жидкой влаги из воздушного потока может конденсироваться в виде пленки конденсата на стенках канала, а другая часть может конденсироваться в потоке и переноситься вместе с ним в виде тумана из мелких капель. При испарении наоборот, влага с поверхности стенок канала и с частичек тумана будет поступать в воздушный поток, насыщая его паром. В общем случае поток вдоль канала представляет собой смесь воздуха, пара и частиц воды. Предположим, что частицы тумана полностью вовлекаются в движение воздушным потоком, проскальзывания фаз нет, все компоненты смеси имеют одинаковую скорость. При этом также будем полагать, что между компонентами смеси существует локальное термодинамическое равновесие. Следовательно, в любом сечении потока воздух, пар и частицы тумана будут иметь одинаковую температуру, которую будем называть температурой потока t_a .

Для моделирования массообмена на стенках канала воспользуемся аналогией между конвективными теплообменом и массообменом. В результате коэффициент массоотдачи β будет определяться согласно [13]:

$$\beta = \frac{\alpha}{c_a} \cdot Le^{-\frac{2}{3}}$$

где *c*_{*a*} – изобарная теплоемкость воздуха, а *Le* – число Льюиса. Поток водяного пара на стенках канала будет выражаться через

$$j = \beta \cdot \omega - \omega_s^m \quad , \tag{1}$$

где ω_s^m – влагосодержание на линии насыщения при температуре поверхности стенок канала матрицы.

Для описания фазовых превращений внутри потока считаем, что любая порция пара, охлаждённая ниже температуры насыщения, моментально конденсируется и превращается в частички тумана. При повышении температуры испарение внутри потока также будет происходить мгновенно.

Количество конденсата на стенках канала будем характеризовать массовой долей влаги η , адсорбированной стенками канала по отношению к массе материала, из которой этот канал образован. Тогда с учётом (1) динамику изменения количества влаги адсорбированной стенками канала в произвольном его сечении можно описать с помощью уравнения

$$\frac{\partial \eta}{\partial \tau} = \frac{\beta \cdot \Pi}{\rho_m S_m} \cdot \omega - \omega_s^m \quad , \tag{2}$$

где ρ_m – плотность материала матрицы, S_m – площадь поперечного сечения стенок канала матрицы, Π – периметр канала. Как следует из этого уравнения, конденсация влаги и её накопление на стенках канала происходит при достижении условия $\omega > \omega_S^m$, когда в потоке влагосодержание превышает влагосодержание на линии насыщения при температуре матрицы в соответствующем её сечении. В отличие от процесса конденсации, испарение в данной модели происходит при выполнении двух неравенств: $\omega < \omega_S^m$ и $\eta > 0$. Последнее неравенство соответствует условию наличия конденсата на стенках канала.

Запишем уравнение баланса количества водяного пара в потоке. Скорость его изменения на участке канала между сечениями с координатами x и x+dx:

$$\rho_a \frac{\partial \omega}{\partial \tau} S dx \,, \tag{3}$$

где ρ_a – плотность сухого воздуха, *S*– площадь проходного сечения канала. Результирующий поток пара вдоль канала через границы участка:

$$-\rho_a u \frac{\partial \omega}{\partial x} S dx \,. \tag{4}$$

(5)

Поток массы пара на этом участке канала за счет межфазных превращений на стенках:

$$j\Pi dx$$
.

Поток массы пара за счет межфазных превращений внутри потока с учётом предположения о неограниченной скорости образования и исчезновения тумана:

$$\rho_a Su \cdot \omega - \omega_s^a \quad , \tag{6}$$

где ω_s^a – влагосодержание на линии насыщения при температуре воздушного потока. Если в канале рассмотреть точку с координатой ξ , то ей будет соответствовать некоторое вполне определенное значение влагосодержания насыщения $\omega_s^a = \omega_s(t_a(\tau,\xi))$, при этом интенсивность изменения влагосодержания в потоке, обусловленная фазовым переходом будет выражаться в этой точке:

$$u(\tau) \cdot \omega(x) - \omega_s(\xi) \cdot \delta(x-\xi)$$
,

где $\delta(x)$ – дельта-функция.

Составим из членов (3) – (6) уравнение баланса пара и перейдём к пределу при $dx \rightarrow 0$:

$$\frac{\partial \omega}{\partial \tau} + u \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\beta \cdot \Pi}{\rho_a S} \cdot \omega - \omega_S^m + u(\tau) \cdot \omega - \omega_S^a \cdot \delta(x - \xi) = 0.$$
⁽⁷⁾

Влагосодержание насыщения ω_S является функцией температуры и определяется:

$$\omega_{\rm s}(t)=0.602\frac{P_{\rm s}(t)}{P_{\rm B}-P_{\rm s}(t)},$$

где $P_S(t)$ – парциальное давление пара при температуре насыщения t, P_B – барометрическое давление в канале.

Обозначим массовую долю частиц тумана в 1 кг сухого воздуха через *f*. Тогда с использованием последнего члена уравнения (7) запишем уравнение баланса массовой доли частиц тумана в потоке:

$$\frac{\partial f}{\partial \tau} + u \frac{\partial f}{\partial x} - u(\tau) \cdot \omega - \omega_s^a \cdot \delta(x - \xi) = 0.$$
(8)

Из уравнения следует, что конденсация влаги и её образование в виде тумана будет происходить при достижении условия $\omega > \omega_{s}^{a}$, при котором влагосодержание в потоке превышает влагосодержание на линии насыщения при температуре потока t_{a} . Испарение частиц тумана в потоке будет происходить при выполнении двух неравенств: $\omega < \omega_{s}^{a}$ и $f(\tau, x) > 0$, последнее свидетельствует о наличии капель конденсата в потоке.

Удельная энтальпия потока может быть записана в виде суммы удельных энтальпий сухого воздуха h_a , пара h_v и частиц конденсата h_f .

$$h = h_a + \omega \cdot h_v + f \cdot h_f$$

Температурные зависимости удельных энтальпий пара, конденсата в потоке и сухого воздуха можно записать в виде:

$$\begin{split} h_{v} &= h_{v}^{0} + c_{p}^{v} \cdot t - t^{0} , \\ h_{f} &= h_{f}^{0} + c_{p}^{f} \cdot t - t^{0} , \\ h_{a} &= h_{a}^{0} + c_{p}^{a} \cdot t - t^{0} , \end{split}$$

где *c*_{*p*} –изобарная теплоёмкость соответствующих компонент смеси в потоке. Следовательно, для полной производной энтальпии смеси от времени будет справедливо выражение:

$$\frac{dh}{d\tau} = c_p^a + \omega c_p^v + f c_p^f \cdot \frac{dt_a}{d\tau} + h_v \cdot \frac{d\omega}{d\tau} + h_f \cdot \frac{df}{d\tau}.$$
(9)

Запишем уравнение энергии для потока, с этой целью определим:

скорость изменения энтальпии потока на участке канала между сечениями с координатами xи $x\!+\!dx$

$$\rho_a S dx \cdot \frac{\partial}{\partial \tau} h_a + \omega h_v + f h_f$$
;

результирующий поток энтальпии через соответствующие поперечные сечения канала:

$$-\rho_a S dx \cdot u \frac{\partial}{\partial x} h_a + \omega h_v + f h_f ;$$

мощность тепловой энергии от стенки к потоку:

$$\alpha \Pi d\mathbf{x} \cdot t_m - t_a$$
;

мощность тепловой энергии при фазовых превращениях на стенках канала и внутри потока:

$$\rho_a h_v S dx \frac{d}{dt} \ \omega + f$$

Отсюда, с учётом (9) можно записать уравнение сохранения энергии потока:

$$c_p^a + \omega c_p^v + f c_p^f \cdot \frac{dt_a}{d\tau} + h_f \cdot \frac{df}{d\tau} = \frac{\alpha \Pi}{\rho_a S} \cdot t_m - t_a + h_v \cdot \frac{df}{d\tau}$$

Вводя удельную теплоту парообразования

$$r = h_v^0 - h_f^0 + c_p^v - c_p^f \cdot t_a$$

уравнение сохранения энергии можно переписать в следующем виде:

$$c_p^a + \omega c_p^v + f c_p^f \cdot \frac{\partial t_a}{\partial \tau} + c_p^a + \omega c_p^v + f c_p^f \quad u \cdot \frac{\partial t_a}{\partial x} = \frac{\alpha \Pi}{\rho_a S} \cdot t_m - t_a + r \frac{df}{d\tau}.$$
 (10)

Аналогично выводится уравнение сохранения энергии для канала теплообменной матрицы с пленкой жидкости на его поверхности, при этом к удельной энтальпии материала канала добавлена удельная энтальпия конденсата на его поверхности

$$h_{m\eta} = h_m + \eta h_\eta \,.$$

В результате уравнение сохранения энергии для канала матрицы приводится к виду:

$$c^{m} + \eta c^{\eta} \quad \frac{\partial t_{m}}{\partial \tau} = \frac{\lambda_{m}}{\rho_{m}} \cdot \frac{\partial^{2} t_{m}}{\partial x^{2}} + \frac{\alpha \Pi}{\rho_{m} S_{m}} \cdot t_{a} - t_{m} + r \frac{\partial \eta}{\partial \tau} + c^{\eta} \cdot t_{a} - t_{m} \quad \frac{\partial \eta}{\partial \tau}, \tag{11}$$

где λ_m , c_m – коэффициент теплопроводности материала матрицы и его теплоемкость, c^{η} – удельная теплоемкость воды.

Систему дифференциальных уравнений (2), (7), (8), (10), (11) необходимо дополнить начальными и граничными условиями. Для (7) со стороны одного из краевых сечений (при x=0 или x=L) задаётся влагосодержание в соответствии с направлением воздушного потока. Так, если воздух поступает в канал в сечении x=0, то задается условие

$$\omega(\tau, x)\Big|_{x=0} = \omega_1(\tau), \text{ если при } x=L \quad \text{, то } \omega(\tau, x)\Big|_{x=L} = \omega_2(\tau). \quad (12)$$

Здесь L – длина канала, а $\omega_1(\tau)$ и $\omega_2(\tau)$ некоторые функции времени, моделирующие изменение влагосодержания потока на входе в канал.

Граничные условия для (10) задаются аналогично условиям для (7). Температура воздуха, поступающего в канал в зависимости от направления потока, задается

$$t_a(\tau, x)|_{x=0} = t_1(\tau) \text{ MJM } t_a(\tau, x)|_{x=L} = t_2(\tau).$$
 (13)

Граничные условия меняются каждую половину цикла работы теплообменного аппарата синхронно с изменением направления воздушного потока.

Для моделирования отсутствия конденсированных частиц на входах в теплообменный канал для уравнения (8) необходимо записать

$$f(\tau, x)\Big|_{x=0} = 0, \ f(\tau, x)\Big|_{x=L} = 0$$
 (14)

Стенки канала в краевых сечениях считаем теплоизолированными, поэтому граничными условиями для (11) будут:

$$\left. \frac{\partial t_m}{\partial x} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial t_m}{\partial x} \right|_{x=L} = 0.$$
(15)

Начальные условия для (2), (7) и (8):

$$\eta(0, x) = \eta_0(x), \ \omega(0, x) = \omega_0(x), \ f(0, x) = f_0(x),$$
(16)

где $\eta_0(x)$, $f_0(x)$ и $\omega_0(x)$ – функции продольной координаты, с помощью которых задаются начальные распределения внутри канала адсорбированной влаги, частиц тумана и пара в потоке. Начальные распределения температуры воздуха и поверхности стенок канала матрицы задаются соответственно функциями $g_a(x)$ и $g_m(x)$:

$$t_a(0,x) = g_a(x)$$
 и $t_m(0,x) = g_m(x)$. (17)

В результате решения системы дифференциальных уравнений (2), (7), (8), (10), (11) с граничными и начальными условиями (12) – (17) можно найти распределение температуры поверхности стенок канала $t_{\rm m}(\tau, x)$, воздуха $t_a(\tau, x)$, а также влагосодержания $\omega(\tau, x)$, количества адсорбированной стенками влаги $\eta(\tau, x)$ и влаги, находящейся в потоке в виде тумана $f(\tau, x)$.

Анализ результатов расчета

Рассмотрим влияние влажности воздушного потока и параметров теплообменника на его эффективность. Так как исследуемый теплообменный аппарат – это аппарат периодического действия с изменением направления воздушного потока, то условимся считать, что его рабочий цикл состоит из последовательности работы «тёплого» и «холодного» периодов. При этом под «тёплым» подразумевается промежуток времени, в течение которого воздух поступает в помещение, а под «холодным», наоборот, когда воздух из помещения удаляется.

Теплообменный аппарат осуществляет рекуперацию тепла и влаги, поэтому эффективность его работы можно характеризовать температурной ε_t и влажностной $\varepsilon_{\omega f}$ эффективностью. В общем случае эффективности «теплого» $\varepsilon_t^+, \varepsilon_{\omega f}^+$ и «холодного» $\varepsilon_t^-, \varepsilon_{\omega f}^-$ периодов могут отличаться:

$$\varepsilon_{t}^{+} = \frac{t_{12} - t_{11}}{t_{21} - t_{11}}, \varepsilon_{t}^{-} = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}}, \ \varepsilon_{\omega f}^{+} = \frac{(\omega_{12} + f_{12}) - \omega_{11}}{\omega_{21} - \omega_{11}}, \\ \varepsilon_{\omega f}^{-} = \frac{(\omega_{22} + f_{22}) - \omega_{21}}{\omega_{21} - \omega_{21}}.$$
(18)

Здесь t_{11} – температура наружного воздуха, t_{12} – температура воздуха, поступающего в помещение из теплообменника, t_{21} – температура воздуха в помещении и t_{22} – температура воздуха, выходящего из теплообменника наружу. Аналогично для индексов при ω и *f*.

Ниже на рис.2 – рис.6 приведены результаты численных расчетов влияния влажности внутреннего воздуха в помещении на тепло- влажностные параметры работы регенеративного теплообменника. Условия, при которых проводились расчеты, были следующие: температура воздуха в помещении +25 ⁰C, температура воздуха вне помещения +1 ⁰C. Относительная влажность наружного воздуха принималась равной 80%, а внутреннего варьировалась от 0 до 100% с шагом изменения 10%. Ширина теплообменного канала матрицы составляла 3.25 мм, высота – 1.5 мм, а длина 180 мм. Толщина стенки между каналами бралась равной 0.5 мм. В качестве материала теплообменной матрицы был выбран полипропилен.

На рис.2а представлены временные зависимости температуры воздуха в краевых сечениях теплообменной матрицы при относительной влажности внутреннего воздуха 10%.



Рис. 2. Изменение в краевых сечениях при относительной влажности внутреннего воздуха 10%: (а) температуры воздуха (1 – со стороны помещения; 2 – со стороны улицы), (б) влагосодержания.

Во время «холодного» периода работы теплообменника входная температура потока оставалась постоянной и была равна температуре воздуха внутри помещения. На выходе при этом наблюдался плавный рост температуры потока от её значения вне помещения до неко-

торого максимального. Во время «тёплого» периода работы теплообменника температура на входе оставалась равной температуре наружного воздуха, а на выходе она постепенно уменьшалась, достигая минимума к концу периода. Синхронные изменения влагосодержания ω в краевых сечениях канала, как следует из рис.26, происходили согласно чередованию периодов работы. Минимальное влагосодержание соответствовало влагосодержанию воздуха в помещении, а максимальное на улице. При этом графики для ω в обоих краевых сечениях совпадали. Это означает, что при заданных условиях, в потоке малоувлажнённого внутреннего воздуха не происходило фазовых превращений. В результате количество пара поступившего в теплообменный канал было равно количеству пара вышедшего из него. Согласно (18) влажностная эффективность $\varepsilon_{\alpha}^{\pm} = 0$. Температурная эффективность была отлична от нуля, характер её изменения представлен на рис.3. Здесь $\overline{\varepsilon}_{t}^{+} = \overline{\varepsilon}_{t}^{-} = \overline{\varepsilon}_{t} = 0.82$.



Рис. 3. Изменение температурной эффективности от времени.

Таким образом, можно выделить первый диапазон изменений относительной влажности внутреннего воздуха от 0 до 32%, который характеризуется отсутствием фазовых превращений при работе теплообменника.

Увеличение относительной влажности внутреннего воздуха до 50% при сохранении всех прочих условий расчета привело к изменению тепло- влажностных характеристик работы теплообменника. Как следует из сравнения рис.4а и рис.4б количество пара в потоке во время работы в «холодном» периоде уменьшалось в сторону выходного сечения. В начале этого периода количество пара в выходном сечении имело минимальное значение, в дальнейшем оно постепенно увеличивалось и достигало максимального к концу периода. Это было связано с процессами конденсации влаги на внутренней поверхности канала и образования тумана в потоке. Вначале работы аппарата в «теплом» периоде наблюдалось кратковременное превышение влагосодержания пара в воздушном потоке по сравнению с его содержанием в воздухе помещения. В дальнейшем содержание пара на выходе в помещение снижалось практически линейно до его содержания в наружном воздухе. Графики на рис.4в и рис.4г демонстрируют это. Наблюдалось периодическое появление, рост, уменьшение массы конденсата на стенках канала и тумана в потоке с последующим их исчезновением. Появление конденсата на стенках наблюдалось в области канала, прилегающей к выходному сечению со стороны улицы. Кроме этого в начале каждого «холодного» периода в выходном сечении со стороны улицы наблюдалось увеличение массы тумана.

Особенностью результатов расчетов для второго диапазона изменений влажности внутреннего воздуха от 32% до 80% явилось периодическая конденсация и полное испарение влаги на стенках канала и в потоке. Накопления влаги при этом с течением времени на стенках канала не происходило.



Рис. 4. Изменения при относительной влажности внутреннего воздуха 50%: (а) влагосодержания воздуха со стороны помещения; (б) влагосодержания со стороны улицы; (в) массы конденсата на стенке канала; (г) массовой доли тумана со стороны улицы.

На рис.5 показаны результаты расчетов при высокой относительной влажности внутреннего воздуха 90%. В отличие от предыдущего случая здесь наблюдалось появление водяного тумана в воздушном потоке не только при выходе потока на улицу (рис.5г), но и при его поступлении в помещение (рис.5.в). Важной особенностью третьего диапазона с высокой относительной влажностью внутреннего воздуха является периодическое изменение толщины пленки влаги на стенках канала с постепенным ее увеличением с течением времени (рис.5д).



Рис. 5. Изменения при относительной влажности внутреннего воздуха 90%: (а) влагосодержания воздуха со стороны помещения, (б) влагосодержания со стороны улицы, (в) массовой доли тумана со стороны помещения, (г) массовой доли тумана со стороны улицы, (д) массы конденсата на стенках канала.

Изменение средней температурной эффективности за "теплый" период $\overline{\varepsilon}_t^+$, за "холодный" период $\overline{\varepsilon}_t^-$ и средней температурной эффективности ($\overline{\varepsilon}_t^+ + \overline{\varepsilon}_t^-$)/2 по результатам расчетов от относительной влажности внутреннего воздуха приведено на рис.6. Согласно результатам расчетов весь диапазон влажностей внутреннего воздуха условно можно разбить на три области. В первой области малых влажностей внутреннего воздуха температурная эффективность не изменялась, так как в ней не происходили фазовые превращения. Во второй области средних влажностей фазовые превращения происходят, но общего накопления влаги на стенках канала с течением времени нет. В этой области наблюдалось некоторое снижение температурной эффективности с увеличением влажности внутреннего воздуха. В третьей области при больших влажностях внутреннего воздуха происходил незначительный рост средней температурной эффективности за "теплый" период при общем снижении средней температурной эффективности.



Рис. 6. Зависимость температурной эффективности от влажности внутреннего воздуха. I –область без фазовых превращений; II –область отсутствия накопления конденсата на стенках канала, III – область с накоплением конденсата на стенках канала.



Рис. 7. Зависимость влажностной эффективности от влажности внутреннего воздуха.

На рис.7 представлены зависимости влажностной эффективности работы рекуператора от влажности внутреннего воздуха.



Рис. 8. Области режимных параметров на диаграмме температура наружного воздуха –относительная влажность внутреннего воздуха: А– без обмерзания; В– с образованием льда.

Согласно результатам расчетов в области малых влажностей внутреннего воздуха влажностная эффективность равна нулю. С увеличением влажности внутреннего воздуха влажностная эффективность возрастает. При 60% влажности внутреннего воздуха влажностная эффективность регенератора составляла ~ 0.6. Таким образом, аппарат в холодный период года при нормальной и высокой влажности внутреннего воздуха может достаточно эффективно регенерировать не только тепло, но и влагу.

Обмерзание теплообменных аппаратов снижает качество вентиляции воздуха и ограничивает область их применения. Образование льда в канале может происходить при одновременном выполнении условий:

существует область внутренней поверхности канала, в которой конденсат не удаляется на протяжении всего цикла;

средняя за цикл температура воды в этой области ниже 0 °С.

На рис.8 представлена область режимных параметров теплообменного аппарата на диаграмме температура наружного воздуха (ось ординат) – влажность внутреннего воздуха (ось абсцисс). Область (А) представляет собой те значения температуры наружного воздуха и влажности внутреннего при которых внутри теплообменных каналов никогда не будет наблюдаться образования льда, т.е. обмерзания. Если значения параметров брать из области (В), то внутри теплообменника, наоборот, всегда будут наблюдаться процессы образования льда. Из диаграммы следует, что при температуре внутреннего воздуха +25°C и температуре наружного воздуха выше, чем –6.5°C опасности образования льда в каналах теплообменной матрицы нет при любой влажности внутреннего воздуха.

Заключение

Предложена и апробирована физико-математическая модель расчета тепло- и влагопереноса в воздухо-воздушном теплообменнике с матрицей канального типа при периодическом изменении направления воздушного потока. Предложенная модель позволяет проводить расчеты таких аппаратов в широком диапазоне конструктивных и режимных параметров. В дальнейшем расчетная модель будет использована для повышения эффективности их работы.

Исследовано влияние влажности внутреннего воздуха на тепло- и массообменные процессы в регенеративном теплообменнике. В результате расчетов показано, что весь диапазон влажности внутреннего воздуха условно можно разделить на три участка.

Определены зависимости температурной и влажностной эффективности регенеративного теплообменника от относительной влажности внутреннего воздуха. Показано, что температурная эффективность теплообменника при «низкой» влажности внутреннего воздуха была достаточно высокой 0.82 и не зависела от влажности внутреннего воздуха. При «умеренной» и «высокой» влажности внутреннего воздуха с ее увеличением температурная эффективность теплообменника снижалась, а влажностная эффективность увеличивалась от 0 до 0.7.

Определена связь между температурой наружного воздуха и относительной влажностью внутреннего воздуха, при которых начинается формирование льда в каналах матрицы теплообменника. Показано, что при температуре внутреннего воздуха +25°C и температуре наружного воздуха выше, чем -6.5°C опасности образования льда в каналах теплообменной матрицы нет при любой влажности внутреннего воздуха.

Обозначения

 α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² К); c_p – удельная теплоёмкость, Дж/(кг·К); f – относительная доля тумана, кг/кг; h – удельная энтальпия, Дж/кг; t – температура, К; r – удельная теплота парообразования, Дж/кг³; c – удельная теплоёмкость, Дж/(кг К); S – площадь сечения, м²; П – периметр сечения канала, м; ρ – плотность, кг/м³; β – коэффициент массоотдачи, кг/(м² · c); ε_t – температурная эффективность; ε_{wf} – влажностная эффективность; ω – влагосодержание, кг/кг; η – удельная доля адсорбированной стенками канала влаги, кг/кг; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); x – продольная координата, м; τ – время, с; u – скорость воздушного потока, м/с; Индексы: a – воздух; v – водяной пар; m – канал матрицы; f – туман; s – значение на линии насыщения.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ.

Литература

1. Roulet C.A., Heidt F.D., Foradini F., Pibiri M.C. Real heat recovery with air handling units// Energy and Buildings. 2001, Vol. 33, P. 495–502.

2. Hughes B.R, Chaudhry H.N, Calautit J.K. Passive energy recovery from natural ventilation air streams// Applied Energy. 2014, Vol. 113, P. 127–140.

3. Ramponi R, Angelotti A, Blocken B. Energy saving potential of night ventilation: sensitivity to pressure coefficients for different European climates// Applied Energy. 2014, № 123, P. 185–95.

4. Haniff M.F, Selamat H, Yusof R, Buyamin S, Ismail F.S. Review of HVAC scheduling techniques for buildings towards energy-efficient and costeffective operations// Renew Sustain Energy Rev. 2013, Vol. 27, P. 94–103.

5. Низовцев М. И. Экспериментальное исследование динамических и тепловых характеристик дискового вентилятора-регенератора тепла вентиляционного воздуха// Известия Вузов. Строительство. 2007, № 10, С. 46–50.

6. Низовцев М.И., Захаров А.А., Бородулин В.Ю., Летушко В.Н. Экспериментальное исследование регенератора тепла и холода вентиляционного воздуха с переменным направлением воздушного потока//Доклады всероссийской конференции «XXXI Сибирский теплофизический семинар», ISBN 978-5-89017-039-2, Новосибирск, 2014, С.430-435.

7. Бородулин В.Ю., Низовцев М.И., Летушко В.Н., Захаров А.А. Теплообмен в приточно-вытяжных регенераторах тепла и холода вентиляционного воздуха//Тезисы докладов всероссийской конференции РНКТ6, Москва, 2014, т.1, с.123-124.

8. Yang C.M, Chen S.I., Chen S.L. Energy-efficient air conditioning system with combination of radiant cooling and periodic total heat exchanger// Energy. 2013, Vol. 59, P. 467–477.

9.Aristov Yu. I., Mezentsev I. V., Mukhin V. A. A new approach to regenerating heat and moisture in ventilation systems//Energy and Buildings.2008. Vol. 40, P. 204-208.

10. Nizovtsev M.I., Borodulin V.Yu., Letushko V.N. et al. Analysis of the efficiency of air-toair heat exchanger with a periodic change in the flow direction// Applied Thermal Engineering.2016.Vol.93, P.113-121.

11. Лыков А.В. Тепломассобмен. М.: Энергия, 1978.477с.

12. Кэйс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. М.-Л.: ГЭИ, 1962. 158 с.

13. Gaoming Ge, Davood Ghadiri Moghaddam, Ramin Namvar, Garey J. Simonson, Robert W. Besant, Analytical model based performance evaluation, sizing and coupling flow optimization of liquid desiccant run-around membrane energy exchanger systems// Energy and Buildings. 2013. Vol.62, P. 248-257.