

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 628.84

Алешин А.Е., Цыганков А.В.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА В РЕГЕНЕРАТИВНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ

Aleshin A.E., Tsygankov A.V.

MODELING OF HEAT AND MASS TRANSFER PROCESS OF HUMIDIFIED AIR IN THE REGENERATIVE HEAT EXCHANGER

Аннотация. Обосновано, что при проектировании и выборе режима работы необходимо учитывать возможность выпадения конденсата из удаляемого воздуха на холодных поверхностях теплообменных аппаратов. В работе рассмотрен численный метод расчёта регенеративных теплообменников с учётом фазовых переходов (испарение, конденсация). На основе принципа действия регенеративных теплообменников доказана необходимость учета процесс теплопереноса внутри насадки. Доказано, что расчет процессов теплопереноса в регенеративном теплообменнике систем кондиционирования воздуха сводится к решению трех нелинейных дифференциальных уравнений с соответствующими краевыми условиями.

В разработанной модели использованы уравнения состояния идеального газа и конвективного тепло и массопереноса. Предложен алгоритм решения нелинейных уравнений сохранения на пространственно-временной сетке методом Зейделя.

Ключевые слова: регенеративный теплоутилизатор, компьютерное моделирование, многофазное течение, конденсация, испарение.

Abstract. It is proved that the design and the choice of mode require to consider the possibility of condensation from the exhausting air on the cold surfaces of the heat exchangers. The paper considers the numerical method of the regenerative heat exchanger calculation, taking into account the phase transitions (evaporation, condensation). Based on the operating principle of regenerative heat exchangers is proved the need to consider the heat transfer process inside the nozzle. It is proved that the calculation of heat and mass transfer

processes in the regenerative heat exchanger of the air-conditioning systems is reduced to the solution of three nonlinear differential equations with appropriate boundary conditions. In the developed model are used the equation of state of an ideal gas and convective heat and mass transfer. The algorithm to solve the nonlinear safe equations on the space-time lattice using Seidel approach is proposed.

Key words: regenerative heat exchanger, computer modeling, multiphase flow, condensation, evaporation.

Введение. Одним из основных направлений повышения энергетической эффективности систем вентиляции и кондиционирования является использование теплового потенциала вытяжного воздуха. Теплообмен между приточным и вытяжным воздухом определяется качеством процессов тепломассопереноса в рекуперативных или регенеративных теплообменниках [1,2]. Не останавливаясь на особенностях их эксплуатации, следует отметить, что при проектировании и выборе режима работы необходимо учитывать возможность выпадения конденсата из удаляемого воздуха на холодных поверхностях теплообменных аппаратов [6]. Выпавший конденсат увеличивает термическое сопротивление и уменьшает проходное сечение воздушных каналов, что может привести к полному прекращению движения воздушных потоков в теплообменнике.

В работах [1,2,3] показано, что в качестве расчетной модели регенеративного теплообменника может рассматриваться единичный канал, который показан на рисунке 1.

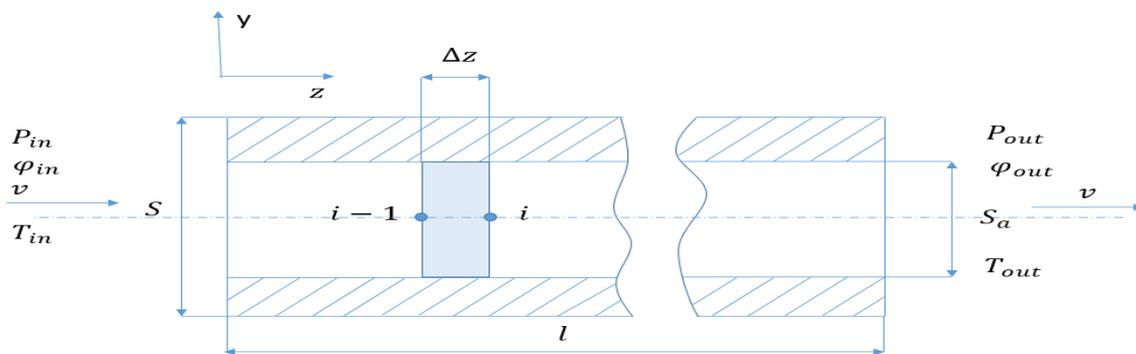


Рисунок 1. – Схема расчёта канала регенеративной насадки

Примем следующие обозначения:

l – длина канала;

n – количество элементарных объемов, на которые разбивается канал;

i – индекс разностной сетки.

P_{in}, P_{out} – давление на входе и выходе из канала;

T_{in}, T_{in} – температура на входе и выходе из канала;

S – общая площадь поперечного сечения канала;

S_a – площадь проходного сечения канала;

$\varphi_{in}, \varphi_{out}$ – относительная влажность на входе и выходе из канала,
 G – объёмный расход воздуха;

В рассматриваемой модели приняты следующие допущения [4]:

- влажный воздух – гомогенная смесь водяного пара и сухого воздуха, которая подчиняется законам идеального газа;
- на всей поверхности канала находится бесконечно тонкий слой конденсата;
- плотность, теплоемкость и теплопроводность влажного воздуха определяется с учетом массовых долей его компонентов;
- режим движения воздуха в канале ламинарный;
- теплообмен происходит с фазовыми переходами, рассматривается только испарение и конденсация;
- время прохождения воздуха через теплообменник намного меньше, чем длительность циклов аккумуляции и регенерации теплоты;
- тепловые потери от насадки в окружающую среду отсутствуют.

Постановка задачи. Для определенности будем рассматривать канал с круглым проходным сечением. Расход и скорость воздуха при ламинарном течении вычисляются по формулам:

$$G = \frac{\pi r_a^4 (P_{in} - P_{out})}{8 \mu l}, \quad (1)$$

$$v = \frac{G}{S_a}, \quad (2)$$

где r_a – радиус канала, μ – вязкость воздуха.

Выделим ячейку канала длиной Δz и запишем для неё уравнения тепло-массопереноса.

Методы исследования. Уравнение сохранения массы пара.

Уравнение сохранения массы пара в выделенном объеме может быть записано в виде:

$$m_{v1} + m_{v3} - m_{v4} + m_{v5} = m_{v2}, \quad (3)$$

где m_{v1} – масса пара в начальный момент времени, m_{v2} – масса пара в ячейке через время Δt , m_{v3} – масса пара вошедшего в ячейку за время Δt , m_{v4} – масса пара вышедшего из ячейки, m_{v5} – изменение количества пара в ячейке вследствие конвективного массопереноса.

Примем, что верхний индекс в формулах определяет временной шаг, а нижний – индекс узла пространственной сетки.

С учетом термического уравнения состояния идеальных газов и уравнения конвективного массопереноса слагаемые равенства (3) можно представить в виде:

$$m_{v1} = \frac{P_{vi-1/2}^{k-1}}{R_v T} \Delta z S_a, \quad (4)$$

$$m_{v2} = \frac{P_{vi-1/2}^k}{R_v T} \Delta z S_a, \quad (5)$$

$$m_{v3} = \frac{P_{vi-1}^k}{R_v T} v \Delta \tau S_a, \quad (6)$$

$$m_{v4} = \frac{P_{vi}^k}{R_v T} v \Delta \tau S_a, \quad (7)$$

$$m_{v1} = \frac{\beta}{R_v T} (P_{Si-1/2}^k - P_{vi-1/2}^k) \Pi \Delta z \Delta \tau, \quad (8)$$

где P_s – давление насыщения, P_v – парциальное давление пара, β – конвективный коэффициент массопереноса, Π – периметр сечения канала, R_v – газовая постоянная пара, T – температура влажного воздуха, $\Delta \tau$ – временной шаг.

Будем полагать, что время аккумуляции теплоты в насадке равно времени регенерации теплоты – τ , тогда $\Delta \tau = \frac{\tau}{K}$, где K – количество временных слоев сетки.

Подставив уравнения (4), (5), (6), (7), (8) в формулу (3), получим

$$\frac{P_{vi-1/2}^k - P_{vi-1/2}^{k-1}}{\Delta \tau} = \frac{P_{vi}^k - P_{vi-1}^k}{\Delta z} v + \frac{\beta \Pi}{S_a} (P_{Si-1/2}^k - P_{vi-1/2}^k). \quad (9)$$

Если $\Delta \tau \rightarrow 0$, $\Delta z \rightarrow 0$, то уравнение сохранения массы пара примет вид:

$$\frac{\partial P_v}{\partial \tau} = \frac{\partial P_v}{\partial z} v + \frac{\beta \Pi}{S_a} (P_s(\tau, z) - P_v(\tau, z)), \quad (10)$$

Давление насыщения P_s [к Па] может быть рассчитано по формуле [1]:

$$P_s = 0.6112 \exp\left(\frac{17.5(T-273,15)}{241.2+(T-273,15)}\right). \quad (11)$$

Парциальное давление P_v [к Па] связано с влагосодержанием формулой

$$P_v = P \frac{d}{0.6221+d}. \quad (12)$$

В свою очередь, влагосодержание d определяется через относительную влажность φ и давление насыщения

$$d = 0.6221 \frac{\varphi P_s}{P - \varphi P_s}. \quad (13)$$

В качестве граничного условия для дифференциального уравнения (10) принимается значение парциального давления на входе в канал, которое вычисляется по формуле (12):

$$P_v(z=0) = \begin{cases} f(T_{in}, P_{in}, \varphi_{in}) - \text{цикл аккумуляции} \\ f(T_{out}, P_{out}, \varphi_{out}) - \text{цикл регенерации} \end{cases}$$

Уравнение сохранения энергии влажного воздуха

Полная теплота влажного воздуха выражается формулой

$$Q = \rho_a c_a V T + d m_a (c_w T_s + r + c_v (T - T_s)), \quad (14)$$

с учетом того что,

$$d m_a = \frac{m_v}{m_a} m_a = \frac{P_v V}{R_v T}, \quad (15)$$

$$Q = \rho_a c_a V T + \frac{P_v V}{R_v T} (c_w T_s + r + c_v (T - T_s)), \quad (16)$$

где m_a – масса сухого воздуха, ρ_a – плотность сухого воздуха, c_a – теплоёмкость сухого воздуха, c_w – теплоёмкость воды, c_v – теплоёмкость пара, r – скрытая теплота парообразования, V – выделенный объём, T_s – температура насыщения, R_v – газовая постоянная (461.5 Дж/(кг К)).

Если обозначить скрытую теплоту как \tilde{Q} , то формула (14), примет вид:

$$\tilde{Q} = \frac{P_v}{R_v T} (T_s (c_w - c_v) + r), \quad (17)$$

$$Q = \rho_a c_a V T + \frac{P_v c_v}{R_v} V + V \tilde{Q}. \quad (18)$$

Температура насыщения находится по формуле

$$T_s = \frac{241.2 \ln(\frac{P}{0.6112})}{17.5 - \ln(\frac{P}{0.6112})} + 273,15. \quad (19)$$

Уравнение сохранения энергии в выделенном объеме имеет вид

$$Q_1 + Q_3 - Q_4 + Q_5 = Q_2, \quad (20)$$

где Q_1 – количество теплоты в начальный момент времени, Q_1 теплота через промежуток времени $\Delta\tau$, Q_3 – теплота, вошедшая в объем за промежуток времени $\Delta\tau$, Q_4 – количество теплоты, вышедшее из объема за промежуток времени $\Delta\tau$, Q_5 – количество теплоты участвующей в теплообмене с насадкой.

С учетом принятых ранее обозначений компоненты уравнения (20) запишутся следующим образом:

$$Q_1 = \rho_a c_a S_a \Delta z T_{i-1/2}^{k-1} + P_{v_{i-1/2}}^{k-1} \frac{c_v S_a \Delta z}{R_v} + \tilde{Q}_{i-1/2}^{k-1} S_a \Delta z, \quad (21)$$

$$Q_2 = \rho_a c_a S_a \Delta z T_{i-1/2}^k + P_{v_{i-1/2}}^k \frac{c_v S_a \Delta z}{R_v} + \tilde{Q}_{i-1/2}^k S_a \Delta z, \quad (22)$$

$$Q_3 = \rho_a c_a S_a v \Delta\tau T_{i-1}^k + P_{v_{i-1}}^k \frac{c_v S_a v \Delta\tau}{R_v} + \tilde{Q}_{i-1}^k S_a v \Delta\tau, \quad (23)$$

$$Q_4 = \rho_a c_a S_a v \Delta\tau T_i^k + P_{v_i}^k \frac{c_v S_a v \Delta\tau}{R_v} + \tilde{Q}_i^k S_a v \Delta\tau, \quad (24)$$

$$Q_5 = \Pi \Delta z \alpha (T_{p_{i-\frac{1}{2}}}^k - T_{i-\frac{1}{2}}^k) \Delta\tau, \quad (25)$$

где α – коэффициент конвективного теплообмена [Вт/(м² К)], T_p – температура насадки, T – температура влажного воздуха. После подстановки уравнений (21), (22), (23), (24), (25) в формулу (20), разностное уравнение будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{aligned} & \rho_a c_a S_a \frac{T_{i-1/2}^k - T_{i-1/2}^{k-1}}{\Delta\tau} + \frac{c_v S_a}{R_v} \frac{P_{v_{i-1/2}}^k - P_{v_{i-1/2}}^{k-1}}{\Delta\tau} + S_a \frac{\tilde{Q}_{i-1/2}^k - \tilde{Q}_{i-1/2}^{k-1}}{\Delta\tau} + \\ & + \rho_a c_a S_a v \frac{T_i^k - T_{i-1}^k}{\Delta z} + \frac{c_v S_a v}{R_v} \frac{P_{v_i}^k - P_{v_{i-1}}^k}{\Delta z} + S_a v \frac{\tilde{Q}_i^k - \tilde{Q}_{i-1}^k}{\Delta z} - \\ & - \Pi \alpha (T_{p_{i-\frac{1}{2}}}^k - T_{i-\frac{1}{2}}^k) = 0. \end{aligned} \quad (26)$$

Если $\Delta\tau \rightarrow 0$, $\Delta z \rightarrow 0$, то уравнение (26), можно записать в виде дифференциального уравнения:

$$\begin{aligned} & \rho_a c_a S_a \frac{\partial T}{\partial \tau} + \frac{c_v S_a}{R_v} \frac{\partial P}{\partial \tau} + S_a \frac{\partial \tilde{Q}}{\partial \tau} + \\ & + \rho_a c_a S_a v \frac{\partial T}{\partial z} + \frac{c_v S_a v}{R_v} \frac{\partial P}{\partial z} + S_a v \frac{\partial \tilde{Q}}{\partial z} - \Pi \alpha (T_p(\tau, z) - T(\tau, z)) = 0. \end{aligned} \quad (27)$$

Для уравнения (27) в качестве граничных условий примем значения температуры, полного давления и скрытой теплоты на входе в канал:

$$P, T, \tilde{Q}(z = 0) = \begin{cases} f(T_{in}, P_{in}, \varphi_{in}) & \text{— цикл аккумуляции} \\ f(T_{out}, P_{out}, \varphi_{out}) & \text{— цикл регенерации} \end{cases}$$

Начальные условия для уравнений (9) и (27) зададим в виде линейных зависимостей:

$$P(\tau = 0) = P_{in} - \frac{(P_{in} - P_{out})z}{l}, \quad (28)$$

$$\varphi(\tau = 0) = \varphi_{in} - \frac{(\varphi_{in} - \varphi_{out})z}{l}, \quad (29)$$

$$T(\tau = 0) = T_{in} - \frac{(T_{in} - T_{out})z}{l}. \quad (30)$$

Уравнение сохранения энергии для насадки

Так как принцип действия регенеративных теплообменников основан на циклическом изменении направления теплового потока между насадкой и воздухом, а теплопроводность материала насадки существенно больше теплопроводности воздуха, то необходимо учитывать процесс теплопереноса внутри насадки [5]. Для этого составим уравнение теплового баланса для выделенного объема материала насадки:

$$Q_6 + Q_8 - Q_9 + Q_{10} = Q_7, \quad (31)$$

где Q_6 – количество теплоты в начальный момент времени, Q_7 – теплота в ячейке через промежуток времени $\Delta\tau$, Q_8 – теплота, вошедшая в объём за промежуток времени $\Delta\tau$, Q_9 – теплота, вышедшая из объёма за промежуток времени $\Delta\tau$, Q_{10} – количество теплоты участвующее в теплообмене с воздухом.

Члены уравнения (31) определяются следующим образом:

$$Q_6 = T_{p_{i-1/2}}^{k-1} c_p \rho_p S_p \Delta z, \quad (32)$$

$$Q_7 = T_{p_{i-1/2}}^k c_p \rho_p S_p \Delta z, \quad (33)$$

$$Q_8 = \lambda_p \frac{T_{p_i}^k - T_{p_{i-1}}^k}{\Delta z} S_p \Delta \tau, \quad (34)$$

$$Q_9 = \lambda_p \frac{T_{p_{i+1}}^k - T_{p_i}^k}{\Delta z} S_p \Delta \tau, \quad (35)$$

$$Q_{10} = -Q_5 = -\Pi \Delta z \alpha (T_{p_{i-\frac{1}{2}}}^k - T_{i-\frac{1}{2}}^k) \Delta \tau. \quad (36)$$

Здесь: c_p, ρ_p, λ_p – теплоемкость, плотность и теплопроводность материала насадки.

После подстановки равенств (32), (33), (34), (35), (36) в уравнение (31), получим разностное выражение,

$$\lambda_p S_p \frac{T_{p_{i+1}}^k - 2T_{p_i}^k + T_{p_{i-1}}^k}{\Delta z^2} + c_p \rho_p S_p \frac{T_{p_{i-1/2}}^k - T_{p_{i-1/2}}^{k-1}}{\Delta \tau} + \Pi \alpha (T_{p_{i-\frac{1}{2}}}^k - T_{i-\frac{1}{2}}^k) = 0 \quad (37)$$

которое может быть приведено к дифференциальному уравнению

$$\lambda_p S_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} + c_p \rho_p S_p \frac{\partial T_p}{\partial \tau} + \Pi \alpha (T_p(\tau, z) - T(\tau, z)) = 0. \quad (38)$$

Так как насадка считается теплоизолированной, то граничные условия на торцах насадки адиабатические:

$$\left(\frac{\partial T_p}{\partial z}\right)_{z=0} = 0, \tag{39}$$

$$\left(\frac{\partial T_p}{\partial z}\right)_{z=l} = 0. \tag{40}$$

Начальное условие для уравнения (38) зададим аналогичное условию (30).

$$T_p(\tau = 0) = T_{in} - \frac{(T_{in} - T_{out})z}{l}.$$

Обсуждение результатов. Формирование и решение систем алгебраических уравнений.

Расчет процессов тепломассопереноса в регенеративном теплообменнике систем кондиционирования воздуха сводится к решению трех нелинейных дифференциальных уравнений (9), (27), (38) с соответствующими краевыми условиями. Численное решение этой системы будем проводить на пространственной сетке, состоящей из n узлов, последовательно на каждом временном слое.

Для решения такой системы использовался метод Зейделя.

Выразим в каждом уравнении одну неизвестную величину. Для этого запишем все уравнения в разностном виде, приняв следующие приближения:

$$\frac{\partial f}{\partial z} \approx \frac{f_{i+1}^k - f_{i-1}^k}{2\Delta z}, \tag{41}$$

$$\frac{\partial f}{\partial \tau} \approx \frac{f_i^k - f_i^{k-1}}{\Delta \tau}, \tag{42}$$

$$\frac{\partial^2 f}{\partial z^2} \approx \frac{f_{i+1}^k - 2f_i^k + f_{i-1}^k}{\Delta z^2}. \tag{43}$$

где f – любая из функций T , T_p , P .

Подставляя вместо производных их дискретные аналоги (41), (42), (43) в формулы (10), (27) и (35) получим следующие выражения:

$$\frac{P_{v_i}^k - P_{v_i}^{k-1}}{\Delta \tau} = \frac{P_{v_{i+1}}^k - P_{v_{i-1}}^k}{2\Delta z} v + \frac{\beta \Pi}{S_a} (P_{s_i}^k - P_{v_i}^k), \tag{44}$$

$$\begin{aligned} \rho_a c_a S_a \frac{T_i^k - T_i^{k-1}}{\Delta \tau} + \frac{c_v S_a}{R_v} \frac{P_{v_i}^k - P_{v_i}^{k-1}}{\Delta \tau} + S_a \frac{\tilde{Q}_i^k - \tilde{Q}_i^{k-1}}{\Delta \tau} + \rho_a c_a S_a v \frac{T_{i+1}^k - T_{i-1}^k}{2\Delta z} \\ + \frac{c_v S_a v}{R_v} \frac{P_{v_{i+1}}^k - P_{v_{i-1}}^k}{2\Delta z} + S_a v \frac{\tilde{Q}_{i+1}^k - \tilde{Q}_{i-1}^k}{2\Delta z} - \Pi \alpha (T_{p_i}^k - T_i^k) = 0. \end{aligned} \tag{45}$$

$$\lambda_p S_p \frac{T_{p_{i+1}}^k - 2T_{p_i}^k + T_{p_{i-1}}^k}{\Delta z^2} + c_p \rho_p S_p \frac{T_{p_i}^k - T_{p_i}^{k-1}}{\Delta \tau} + \Pi \alpha (T_{p_i}^k - T_i^k) = 0. \tag{46}$$

Так как в каждой точке разностной сетки три неизвестных (T_i^k , $P_{v_i}^k$, $T_{p_i}^k$) и используется три уравнения для их нахождения, то система имеет по меньшей мере одно действительное решение. Из уравнения (46) выразим T_i^k , из уравнения (45) – $T_{p_i}^k$, из уравнения (44) – $P_{v_i}^k$.

$$T_i^k = \frac{1}{\Pi \alpha} \left(\lambda_p S_p \frac{T_{p_{i+1}}^k - 2T_{p_i}^k + T_{p_{i-1}}^k}{\Delta z^2} + c_p \rho_p S_p \frac{T_{p_i}^k - T_{p_i}^{k-1}}{\Delta \tau} \right) + T_{p_i}^k \tag{47}$$

$$T_{p_i}^k = \frac{1}{\Pi \alpha} \left(\rho_a c_a S_a \frac{T_i^k - T_i^{k-1}}{\Delta \tau} + \frac{c_v S_a}{R_v} \frac{P_{v_i}^k - P_{v_i}^{k-1}}{\Delta \tau} + S_a \frac{\tilde{Q}_i^k - \tilde{Q}_i^{k-1}}{\Delta \tau} + \right.$$

$$\rho_a c_a S_a v \frac{T_{i+1}^k - T_{i-1}^k}{2\Delta z} + \frac{C_v S_a v}{R_v} \frac{P_{v_{i+1}}^k - P_{v_{i-1}}^k}{2\Delta z} + S_a v \frac{\tilde{Q}_{i+1}^k - \tilde{Q}_{i-1}^k}{2\Delta z} + T_i^k, \quad (48)$$

$$P_{v_i}^k = \frac{\Delta \tau S_a}{S_a + \Delta \tau \beta \Pi} \left(\frac{P_{v_i}^{k-1}}{\Delta \tau} + \frac{P_{v_{i+1}}^k - P_{v_{i-1}}^k}{2\Delta z} v + \frac{\beta \Pi}{S_a} P_{S_i}^k \right). \quad (49)$$

Необходимо отметить, что $P_{S_i}^k$ в уравнении (49) зависит от T_i^k по закону (11), \tilde{Q}_i^k в формуле (48) зависит от T_i^k и $P_{v_i}^k$ по закону (17).

Данные уравнения записываются для каждого i узла, где $i = 1, 2, 3 \dots n$.

Граничные условия в дискретном виде:

$$P_{v_1}^k = \text{const}, \varphi_1^k = \text{const}, T_1^k = \text{const} \quad (50)$$

$$P_{v_n}^k = \text{const}, \varphi_n^k = \text{const}, T_n^k = \text{const} \quad (51)$$

$$\left(\frac{\partial T_p}{\partial z} \right)_{z=0} = \frac{T_2^k - T_0^k}{2\Delta z} = 0, \quad (52)$$

$$\left(\frac{\partial T_p}{\partial z} \right)_{z=L} = \frac{3T_{Bn}^k - 4T_{Bn-1}^k + T_{Bn-2}^k}{2\Delta z} = 0. \quad (53)$$

Метод Зейделя заключается в использовании ранее полученных решений на текущем шаге итерационного процесса.

Для уравнений (47), (48), (49) введем следующие обозначения:

$$T_i^k = f(T_{p_{i-1}}^k, T_{p_i}^k, T_{p_{i+1}}^k), \quad (54)$$

$$T_{p_i}^k = f(T_{i-1}^k, T_i^k, T_{i+1}^k, P_{v_{i-1}}^k, P_{v_i}^k, P_{v_{i+1}}^k), \quad (55)$$

$$P_{v_i}^k = f(T_i^k, P_{v_{i-1}}^k, P_{v_{i+1}}^k). \quad (56)$$

С учетом (54), (55), (56), систему уравнений представим в виде (57):

$$\left\{ \begin{aligned} (T_1^k)^{(j+1)} &= f\left((T_{p_0}^k)^j, (T_{p_1}^k)^j, (T_{p_2}^k)^j \right) \\ (T_2^k)^{(j+1)} &= f\left((T_{p_1}^k)^{j+1}, (T_{p_2}^k)^j, (T_{p_3}^k)^j \right) \\ &\dots \\ (P_{v_1}^k)^{(j+1)} &= f\left((T_1^k)^{j+1}, (P_{v_0}^k)^j, (P_{v_2}^k)^j \right) \\ (P_{v_2}^k)^{(j+1)} &= f\left((T_2^k)^{j+1}, (P_{v_1}^k)^{j+1}, (P_{v_3}^k)^j \right) \\ &\dots \\ (T_{p_i}^k)^{j+1} &= f\left((T_{i-1}^k)^{j+1}, (T_i^k)^{j+1}, (T_{i+1}^k)^{j+1}, (P_{v_{i-1}}^k)^{j+1}, (P_{v_i}^k)^{j+1}, (P_{v_{i+1}}^k)^{j+1} \right) \end{aligned} \right.$$

Суть метода отражена в системе (57). Решение продолжается, пока разница значений всех искомых величин текущего шага по отношению к предыдущему больше ε_{it} – заданная точность расчёта для внутренних итераций. Начальным приближением всегда считается решение, полученное на предыдущем шаге.

Расчёт системы нелинейных уравнений проводится на каждом временном слое. Расчёт процессов тепломассопереноса прекращается, после выхода на циклический режим работы регенератора, это происходит когда количество аккумулированной теплоты равно количеству регенерированной теплоты.

$$|K_{ак} - K_{рег}| \leq \varepsilon, \quad (57)$$

где ε – заданная точность расчёта.

Вывод. Предложенный метод позволяет проводить оценочные инженерные расчёты регенеративных теплообменников систем вентиляции и кондиционирования воздуха с учётом выпадения конденсата в теплоаккумулирующей насадке.

Алгоритм может быть реализован на персональных компьютерах малой мощности и не требует специализированных программных средств, что позволяет существенно сократить время и стоимость расчетных работ.

Библиографический список:

1. Белоногов Н.В., Пронин В.А. Энергоэффективные теплообменники в системах вентиляции // Теплоэнергоэффективные технологии. Информационный бюллетень. – 2003. – №3. – С.41–43.
2. Киргур Н. Теплообменное оборудование для утилизации тепла в системах вентиляции и кондиционирования воздуха // Труды Рижского Политехнического института.: Рига, Лат Инти.– 1977. – С. 37.
3. Алешин А.Е., Цыганков А.В., Рябова Т.В. Компьютерное моделирование тепломассопереноса в канале регенеративного теплообменника // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: холодильная техника и кондиционирование. – 2015. – №1. – С. 1-7.
4. Алешин А.Е., Цыганков А.В. Моделирование процессов конденсации и испарения в канале регенеративного теплоутилизатора// Вестник Международной академии холода. – 2016 – № 1 – С. 82–85.
5. Васильев В.А., Гаврилов А.И., Каменецкий К.К., Соболев Е.В. Параметрическое исследование регенеративного теплообменника // Вестник Международной академии холода. – 2010. – № 1. – С. 32–35.
6. Бурцев С.И., Цветков Ю.Н. Влажный воздух. Состав и свойства //Санкт-Петербургская государственная академия холода и пищевых технологий. – 1998. – С. 145.

References:

1. Belonogov N. In. Pronin V. A. energy-Efficient heat exchangers in ventilation systems. Teploenergoeffektivnyye technology. Newsletter. – 2003. – No. 3. – pp. 41–43.
2. Kilgour, N. Heat exchangers for heat recovery in ventilation systems and air conditioning systems. Proceedings of the Riga Polytechnic Institute.: Riga, Lat Inti.– 1977. – p. 37.
3. Aleshin A. E., Tsygankov, A.V., Ryabova T. V. Computer modeling of heat and mass transfer in the channel of the regenerative heat exchanger. Scientific journal ITMO. Series: refrigeration and air conditioning. – 2015. – No. 1. – pp. 1-7.
4. Aleshin, A. E., and Tsygankov, A. V. Modeling the processes of condensation and evaporation in the channel of the regenerative heat exchanger. Journal of the International Academy of refrigeration. 2016 – the No. 1 – pp. 82-85.
5. Vasiliev V. A., Gavrilov A. I., Kamenetsky, K. K., Sobol E. V. Parametric study of the regenerative heat exchanger. Journal of the International Academy of refrigeration. – 2010. – No. 1. – pp. 32-35.

6. Burtsev S. I., Tsvetkov Yu. N. The wet air. Composition and properties of the St. Petersburg state Academy of refrigeration and food technologies. – 1998. – p. 145.

УДК 621.56

Гаджиев А.М., Юсуфов Ш.А.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОБРАЗОВАНИЯ ЛЬДА НА ТЕПЛООБМЕННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ОПРЕСНИТЕЛЯ

Gajiyev A.M., Yusufov Sh.A.

MATHEMATICAL MODEL OF ICE FORMATION ON TEPLOOVBMENNOGO SIDE OF THE THERMOELECTRIC DESALINATION PLANT

Аннотация. Обоснована необходимость применения технологий и аналитически обобщены методы опреснения морских и соленых вод. Поставлена задача исследовать процессы, протекающие в опреснителях с непрерывным процессом намораживания льда на теплообменной поверхности с плёночным режимом движения жидкости.

Для решения поставленной задачи в статье рассматривается математическая модель образования льда на теплообменной поверхности термоэлектрического опреснителя. Модель позволяет оценить время нарастания и толщину льда при заданных температурных условиях и расходе воды.

Показано, что использование термоэлектрических преобразователей позволяет гибко регулировать режим образования льда. Решена задача определения предельной толщины льда, при которой еще возможно замерзание пленки воды, протекающей по ней при заданной температуре охлаждающей пластины и холодопроизводительности термоэлектрической батареи.

Установлено, что производительность термоэлектрической опреснительной системы возрастает за счет увеличения количества охлаждаемых поверхностей, а использование теплоты с горячих спаев преобразователей для плавления льда повышает энергоэффективность системы в целом.

Ключевые слова: математическая модель, термоэлектрический преобразователь, опреснение морской воды.

Abstract. *The necessity of the use of technology and analytically summarizes the methods of desalination of seawater and brackish waters. Tasked to investigate the processes occurring in the desalination plant with the continuous process of freezing of ice on heat transfer surface with a film mode of fluid motion.*