

УДК 628.84

Моделирование процессов конденсации и испарения в канале регенеративного теплоутилизатора

Д-р техн. наук А. В. ЦЫГАНКОВ¹, А. Е. АЛЕШИН²

¹pallada-ltd@infopro.spb.ru, ²al.ev.aleshin@gmail.com

Университет ИТМО

192002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Процессы испарения и конденсации в каналах регенеративных теплоутилизаторов оказывают заметное влияние на теплообмен между приточным и вытяжным воздухом. Предложен один из возможных подходов к тепловому расчету микроканальных систем. Основное внимание уделяется анализу процессов, происходящих на границе жидкость-газ внутри канала. Процесс испарения рассматривается с точки зрения диффузной модели, когда на границе всегда имеется насыщенный пар, что позволяет не рассматривать процесс на молекулярном уровне. Влажный воздух моделируется как двухкомпонентная смесь из сухого воздуха и водяного пара. Смесь рассматривается как идеальный газ. Обоснованы принятые допущения, связанные с характерными размерами канала и теплотехническими характеристиками материала насадки. Сформулированы начальные и граничные условия компьютерной модели и особенности построения объемной сетки. В конечном итоге, формируется представление о преимуществах и недостатках предлагаемого метода учета процессов конденсации и испарения.

Ключевые слова: компьютерная гидродинамика, испарение, конденсация, компьютерное моделирование, фазовый переход, рекуперация, регенерация.

Информация о статье

Поступила в редакцию 02.10.2015, принята к печати 29.01.2016

doi: 10.21047/1606-4313-2016-16-1-82-85

Ссылка для цитирования

Цыганков А. В., Алешин А. Е. Моделирование процессов конденсации и испарения в канале регенеративного теплоутилизатора // Вестник Международной академии холода. 2016. № 1. С. 82–85.

Simulation of evaporation and condensation processes into the channels of regenerative heat exchangers

D. Sc. A. V. TSYGANKOV¹, A. E. ALESHIN²

¹pallada-ltd@infopro.spb.ru, ²al.ev.aleshin@gmail.com

ITMO University

191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

Physical processes of evaporation and condensation in microchannels of heat exchangers influence heat exchange between supply and exhaust air. The main idea of this article is to show approach to solve problems of evaporation and condensation simulation with the use of CFD. It is liquid-gas boundary inside the channel which is the main focus of the research. Evaporation is calculated with the use of diffusion model: vapor on surface is considered to be saturated and diffusion is motion force. Air is supposed to consist of two parts: dry air and vapor. The model of ideal gas is used to describe mixture conditions. The features of simplifications used, based on channel sizes, temperature range and thermal properties of solid part of heat exchanger, are described. Initial and boundary conditions of computer model and volumetric mesh peculiarities are given. The idea of the advantages and disadvantages of simplified model becomes clear. The article explains an approach to evaporation and condensation simulation for engineering cases.

Keywords: computational fluid dynamics, evaporation, condensation, heat recovery, simulation, regeneration systems, phase transition.

Затраты на нагрев и охлаждение воздуха, составляют около 50% энергозатрат инженерных систем зданий и сооружений [1]. Поэтому энергосбережение является приоритетным направлением совершенствования систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Одним из перспективных направлений является использование теплового потенциала вытяжного воздуха, в частности,

схем кондиционирования и вентиляции с регенеративными теплообменниками. Эффективность таких теплообменников определяется качеством процессов теплообмена в каналах регенератора. Существенное влияние на процесс тепломассопереноса оказывает конденсация на холодных поверхностях каналов атмосферной влаги. Выпавший конденсат уменьшает проходное сечение ка-

налов и увеличивает термическое сопротивление, что может привести к обмерзанию каналов и, в конечном итоге, к полному прекращению движения воздуха в теплообменнике.

Анализ работ по моделированию процессов тепло-массопереноса в микроканалах методами вычислительной гидродинамики (CFD) [2–5] и инженерных методов расчета регенераторов [6–9], показывает, что в настоящее время отсутствуют расчетные методики позволяющие получить количественные оценки влияния процессов испарения и конденсации атмосферной влаги на эффективность регенеративных теплообменников систем кондиционирования. Поэтому разработка методики моделирования таких процессов является важным аспектом квалифицированного проектирования оборудования систем кондиционирования [10, 11].

На сегодняшний день существует несколько подходов к расчету фазовых переходов, начиная от моделей молекулярной динамики, где рассматривается физика процесса для отдельных атомов многокомпонентных сред, что позволяет рассчитывать всю совокупность фазовых переходов (испарение, конденсация, кристаллизация, плавление, возгонка) [12] и заканчивая упрощенной интегральной диффузной моделью. Чем проще модель, тем уже область ее применения, но в то же время ниже требования к вычислительным мощностям. Так как в этой работе рассматривается только испарение и конденсация двухфазной среды в узком диапазоне температур, то в дальнейшем будет использоваться только диффузный подход.

Для расчета взаимодействия двух несмешиваемых сред предлагается использовать метод объема жидкости, который является одним из самых распространенных для задач с поверхностью раздела фаз (конденсат и пар).

Метод объема жидкости VOF (Volume Of Fluid) является одной из многофазных моделей [13] реализованных в CFD пакетах Fluent и CCM+.

Физические свойства газа, смесь пара и сухого воздуха, рассчитываются, опираясь на массовые доли каждой из компонент.

$$\begin{aligned} \rho &= \sum_i \rho_i \omega_i; \\ \mu &= \sum_i \mu_i \omega_i; \\ c_p &= \sum_i (c_p)_i \omega_i; \\ h &= \sum_i h_i \omega_i; \\ h_i &= \int_0^T (c_p)_i dT; \\ \omega_i &= \frac{m_i}{m}, \end{aligned}$$

где ω_i , m_i — массовая доля вещества и масса i компоненты в смеси; ρ_i , μ_i , $(c_p)_i$, h_i — плотность, молекулярная вязкость, теплоемкость и энтальпия i фазы ($i = 1, 2$); $i = 1$ — пар (vapor); $i = 2$ — воздух (air); m — масса смеси.

Пространственное распределение каждой фазы в любой момент времени определяется объемной долей фракции (volume fraction). Расчет такого распределения

заключается в решении уравнения переноса для каждой фазы смеси.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_V \rho_j \alpha_j dV + \int_S \rho_j \alpha_j (v) dS &= \dot{m}_{e,c,j}; \\ \alpha_j &= \frac{V_j}{V}, \end{aligned}$$

где $\dot{m}_{e,c,j}$ — скорость испарения и конденсации; α_j — объемная доля j компоненты (газ, вода); V_j — объем воды или газа в рассчитываемой области; V — суммарный объем системы.

Движения влажного воздуха в канале регенеративного теплообменника описывается уравнениями Навье–Стокса, которые в интегральной форме для произвольного объема V и замыкающей его поверхности S , записываются следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S [\rho(v)] dS &= \dot{m}_{e,c}; \\ \frac{d}{dt} \int_V \rho v dV + \int_S [\rho(v)v + pI - T] dS &= 0; \\ \frac{d}{dt} \int_V \rho E dV + \int_S [\rho vH - Tv - \dot{q}''] \cdot dS &= E_{e,c}; \\ E &= h + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2}; \\ H &= h + \frac{v^2}{2}, \end{aligned}$$

где ρ — плотность среды; v — скорость среды; E — полная энергия на единицу массы; H — полная энтальпия; p — давление; h — энтальпия на единицу массы; T — тензор вязких напряжений; \dot{q}'' — вектор теплового потока; I — единичная матрица; $E_{e,c}$ — скрытая теплота парообразования и конденсации.

Модель «объем жидкости: испарение и конденсация» (VOF: Evaporation and Condensation), реализованная в CFD пакетах, работает с описанием процесса испарения и конденсации, исключая точку кипения. Обе фазы моделируются как многокомпонентные смеси, которые могут включать в себя и не реагирующие составляющие (инертные газы).

Диффузная модель конденсации и испарения имеет следующие допущения:

- фазы находятся в равновесном состоянии на границе раздела (пар в насыщенном состоянии);
- движущей силой является пространственная диффузия.

Суть допущений сводится к тому, что у поверхности раздела газ и жидкость находятся в термодинамическом равновесии, количество испарившейся жидкости соответствует количеству пара, ушедшего в воздушный поток и, соответственно, количество сконденсировавшейся жидкости соответствует количеству пара ушедшего из потока [14].

Скорость испарения или конденсации с единицы поверхности вычисляется по формуле [15]

$$\dot{m}_{vapor} = - \frac{\rho_G D_{vapor} \left. \frac{\partial \omega_{vapor}}{\partial n} \right|_s}{1 - \omega_{vapor}^s},$$

где $\frac{\partial \omega_{\text{vapor}}}{\partial n}$ — градиент концентрации газовой компоненты по нормали к поверхности раздела, D_{vapor} — молекулярный коэффициент диффузии пара в воздухе, G — индекс газовой смеси.

Формула описывает влияние многофазности на процесс диффузии по модели Стефана — Максвелла, ω_{vapor}^S отображает массовую долю компонент на поверхности. Расчет коэффициента молекулярной диффузии для многокомпонентных смесей является отдельной сложной задачей и имеет множество подходов [16], в статье используется экспериментальное значение $D_{\text{vapor}} \left[\frac{m^2}{c} \right]$, зависящее только от температуры

$$D_{\text{vapor}} = 21,210^{-6} (1 + 0,0071T),$$

где T — температура в градусах Цельсия.

Погрешность формулы в диапазоне от 0 до 40 °C не более $10^{-7} \frac{m^2}{c}$ [17].

Для упрощения работы с реальными газами, используется модель, в которой связь параметров химических потенциалов и давления описывается через их идеальные аналоги, но с соответствующей поправкой β_i . Давление пара компоненты запишется следующим образом

$$\tilde{p}_{\text{vapor}} = \beta_{\text{vapor}} p_{\text{vapor}}^*,$$

где p_{vapor}^* — давление чистой составляющей компоненты пара; β_{vapor} — активность, зависящая от количества жидкой составляющей, является коэффициентом, показывающим на сколько реальный процесс диффузии отличается от идеального.

Если выразить активность через коэффициент активности, то получим следующее выражение

$$\tilde{p}_{\text{vapor}} = \gamma_{\text{vapor}} X_{\text{water}} p_{\text{vapor}}^*,$$

где X_{water} — мольная доля воды в жидком растворе, в рассматриваемой задаче $X_{\text{water}} = 1$.

В приближении идеального газа $\gamma_i \approx 1$, что приводит к закону Рауля. Исходя из знания давления смеси и парциального давления, молярные доли компонент на границе могут быть получены из следующего выражения

$$X_{\text{vapor}}^S = \frac{\tilde{p}_{\text{vapor}}}{p};$$

где p — давление смеси. Преобразование в поверхностную массовую долю на границе осуществляется следующим образом

$$\omega_{\text{vapor}}^S = \frac{X_{\text{vapor}}^S W_{\text{vapor}}}{X_{\text{vapor}}^S W_{\text{vapor}} + X_{\text{air}}^S W_{\text{air}}},$$

где W — молярный вес.

Поскольку молярные доли легко находятся для испаряемых компонент, то для инертных составляющих (не испаряются и не конденсируются) они не известны (X_{air}^S). Хорошим приближением является введение фоновой молярной массы, рассчитываемой на небольшом расстоянии от границы:

$$W_{bg} = \frac{X_{\text{vapor}} W_{\text{vapor}} + X_{\text{air}} W_{\text{air}}}{X_{\text{air}} + X_{\text{vapor}}},$$

где W_{bg} — фоновый молярный вес.

Межфазная фоновая молярная доля записывается в следующем виде:

$$X_{bg}^S = 1 - X_{\text{vapor}}^S;$$

$$X_{\text{air}}^S \rightarrow X_{bg}^S;$$

$$W_{\text{air}} \rightarrow W_{bg};$$

где X_{bg}^S — межфазная фоновая молярная доля.

Поэтому газовая фаза на границе может быть рассчитана следующим образом

$$\omega_{\text{vapor}}^S = \frac{X_{\text{vapor}}^S W_{\text{vapor}}}{X_{\text{vapor}}^S W_{\text{vapor}} + X_{bg}^S W_{bg}}.$$

Подставляя все полученные значения в формулу для массового потока, можно рассчитать количество испарившейся и сконденсировавшейся влаги.

Из всего выше сказанного следует, что процесс конденсации и испарения происходит при условии, что на поверхности канала теплообменника имеется слой жидкости, на границе которого пар поддерживается в насыщенном состоянии.

В рассматриваемой модели было принято, что в начальный момент времени этот слой имеет толщину 1 мкм, поэтому для его разрешения сеточная модель, показанная на рис. 1 имеет сильное сгущение в зоне предполагаемого выпадения конденсата или испарения.

Если учесть то, что все каналы регенеративной насадки являются эквивалентными, то рассчитывать процессы тепломассопереноса можно только для одного канала, а с учетом симметрии потока только для его половины. Граничные условия, принятые в предлагаемой модели представлены в табл. 1. Для расчета циклов работы на приток и вытяжку на входе канала меняется направление подачи воздуха (граничное условие Mass Flow Inlet), на выходе всегда атмосферное давление (Pressure Outlet).

Начальные условия задачи приведены в табл. 2. Было принято, что температура стенок канала, температура воздуха в канале и его абсолютная влажность линейно изменяются от входа к выходу.

Так как рассматриваемый теплообменник работает циклично в режиме аккумуляции и регенерации теплоты, что обеспечивается изменением направления движения воздушного потока в каналах, то в качестве условия выхода на стационарный режим было приня-

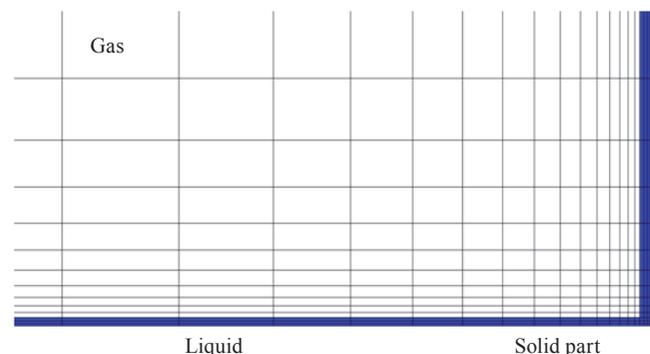


Рис. 1. Сеточная модель

Таблица 1

Таблица 2

Граничные условия

Граница	Граничное условие
Вход (Inlet)	Массовый расход на входе (Mass Flow Inlet)
Выход (Outlet)	Давление на выходе (Pressure Outlet)
Плоскость симметрии (Symmetry plane)	Плоскость симметрии (Symmetry plane)
Внешние стенки канала (Wall)	Адиабатическая стенка (Adiabatic)

Начальные условия

Параметр	Распределение
Начальная температура	$T = \left(\frac{T_{outlet} - T_{inlet}}{L} \right) y + T_{inlet}$;
Абсолютная влажность	$f = \left(\frac{f_{outlet} - f_{inlet}}{L} \right) y + f_{inlet}$;
Давление	1 атм
Скорость	0 м/с

то равенство средних температур двух последовательных циклов. Данная модель была реализована в ранее выполненной работе [18], анализ проведенных в настоящей работе расчетов показал, что качественно результаты соответствуют представлениям о физике процессов в канале теплообменника.

Список литературы (References)

1. Захаров А. А., Низовцев М. И. Экспериментальные исследования регенератора тепла вентиляционного воздуха с изменяющимся направлением воздушного потока. // Научный вестник НГТУ. 2014. № 1. с. 143–150. [Zakharov A. A., Nizovtsev M. I. Experimental studies of the regenerator heat ventilation air with varying air flow direction. *Science Bulletin of NSTU*. 2014. No 1. p. 143–150. (in Russian)]
2. Allen P. W. Experimental and Numerical Investigation of Fluid Flow and Heat Transfer in Microchannels. *Msc Thesis, Mechanical Engineering Department, Louisiana State University*, 2007.
3. Al-Nimr M. A., Maqableh M., Khadrawi A. F. Fully developed thermal behaviors for parallel flow microchannel heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2009. P. 385–390.
4. Foli K., Okabe T., Olhofer M. Optimization of micro heat exchanger-CFD, analytical approach and multi-objective evolutionary algorithms. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2006. P. 1090–1099.
5. Kheram M. A. Numerical study on convective heat transfer for water-based alumina nanofluids. *International Journal of Nano Dimension Spring*. 2011. P. 297–307.
6. Masazumi Godo, Takeshi Takatsuka, Shinji Shindo. Study on Energy Saving Air-Conditioning Compact Desiccant Ventilation Units. *International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology*. 2010. P. 6.
7. Godo M. Study on energy saving air-conditioning system using compact desiccant ventilation units. Comparison of regeneration efficiency. *JSRAE Annual Conf.*, 2008. P. 125–128.
8. Godo M. Study on energy saving air-conditioning system using compact desiccant ventilation units. Adsorption and desorption

behavior of the direct heating regeneration type. *JSRAE Annual Conf.* 2009. P. 427–430.

9. Orosa J. A., Oliveira A. C. Software tools for HVAC research. *Advances in Engineering Software*, 2011, P. 846–851.
10. Ahmad Parvaresh, Seyed Mohammad Ali Mohammadi, Ali Parvaresh. A new mathematical dynamic model for HVAC system components based on Matlab/Simulink. *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering*. 2012. P. 6.
11. Underwood DM, Crawford RR. Dynamic nonlinear modeling of a hot-water-to-air heat exchanger for control applications. *ASHRAE Trans.* 1990. P. 149–55.
12. Шильяев П. А., Белоножкин П. А., Алешин А. Е. Моделирование механических напряжений в структурах Ge/Si. // Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского. № 1. 2014. с. 116–121. [Shilyaev P. A., Belonozhkin P. A., Aleshin A. E. Simulation of Mechanical Strains in Ge/Si Heterostructures. *Vestnik of Lobachevsky University of Nizhni Novgorod*. 2014. No 1. p. 116–121. (in Russian)]
13. C. W. Hirt, B. D. Nichols. Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries. *Journal of computational physics*. 1981. P. 201–225.
14. Sergey S. Sazhin. Advanced models of fuel droplet heating and evaporation. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2006. P. 162–214.
15. N. Themelis. Transport and chemical rate phenomena. Taylor & Francis. 1995. P. 220.
16. Y. Hasegawa, N. Kasagi. The Effect of Schmidt Number on Air-Water Interface Mass Transfer. *Proceeding of The 4th International Conference on Multiphase Flow*. 2001. P. 1–11.
17. D. M. Gates. Biophysical ecology, Springer Verlag, 1980, 611 pp.
18. Цыганков А. В., Рябова Т. В., Алешин А. Е. Компьютерное моделирование тепломассопереноса в канале регенеративного теплообменника. // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2015. № 1. с. 1–7. [Tsygankov A. V., Ryabova T. V., Aleshin A. E. Computer simulation of heat and mass transfer in a channel regenerative heat exchanger. *Nauchnyi zhurnal NIU ITMO. Seriya: Kholodil'naya tekhnika i konditsionirovanie*. 2015. No 1. P. 1–7. (in Russian)]