

УДК 628.84

Компьютерное моделирование тепломассопереноса в канале регенеративного теплообменника

Алешин А.Е., д-р техн. наук проф. Цыганков А.В.

Рябова Т.В.

Университет ИТМО

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Показано, что при проектировании и выборе режимов эксплуатации регенеративных теплообменников необходимо учитывать возможность выпадения конденсата. Для оценки влияния фазовых переходов в каналах теплообменников предложено использовать компьютерную модель, разработанную в среде CCM+. Сформулированы граничные и начальные условия для задачи тепломассопереноса двухфазного потока с переменным направлением движения. Рассмотрены методы формирования сеточной модели с учетом требований модели Volume of Fluid (VOF). Приведены полученные по результатам моделирования зависимости температуры и влажности от времени регенерации и аккумуляции. Сформулированы рекомендации по совершенствованию модели. Полученные результаты расчетного исследования и их анализ позволяют сделать вывод об адекватности разработанной компьютерной модели о и возможности ее использования при проектировании регенеративных теплообменников.

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

Computer simulation of heat and mass transfer in a channel regenerative heat exchanger

Aleshin A.E., D.Sc. Tsygankov A.V.,

Ryabova T.V. pallada-ltd@infopro.spb.su

ITMO University

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

It is shown that the design and choice of modes of operation of the regenerative heat exchanger is necessary to consider the possibility of condensation. To assess the effect of phase transitions in the heat exchanger channels is proposed to use a computer model developed in the environment of the CCM +. Formulated boundary and initial conditions for the problem of two-phase flow heat and mass transfer with variable direction of motion. Methods of forming a grid pattern with the requirements of the model Volume of Fluid (VOF). Shows simulation results obtained according to the temperature and humidity of the regeneration time and accumulation. Make recommendations for improving the model. The results obtained are estimated research and analysis leads to the conclusion about the adequacy of the developed computer models and the possibility of its use in the design of regenerative heat exchangers.

Keywords: regenerative heat exchanger, computer modeling, grid model, multiphase flow, condensation, evaporation.

Компьютерное моделирование тепломассопереноса в канале регенеративного теплообменника.

Энергетическая эффективность систем кондиционирования воздуха во многом определяется тем, как организована утилизация теплоты вытяжного воздуха и передача её приточному воздуху. Очевидно, что основное направление повышения эффективности – это использование схем с рециркуляцией

вытяжного воздуха. Но для многих промышленных и офисных систем кондиционирования рециркуляция недопустима. Это, как правило, связано с опасностью переноса химических или биологических загрязнений, либо с высокими требованиями к качеству воздуха в «чистых» помещениях. Исходя из изложенного выше, эффективность систем кондиционирования определяется качеством процессов тепломассопереноса в рекуперативных или регенеративных теплообменниках. Не останавливаясь на преимуществах, недостатках и особенностях эксплуатации такого оборудования следует отметить, что при его проектировании и выборе режима работы необходимо учитывать возможность выпадения конденсата из удаляемого воздуха на холодных поверхностях теплообменных аппаратов. Выпавший конденсат уменьшает проходное сечение воздушных каналов, увеличивает термическое сопротивление, что может привести к обмерзанию каналов и в конечном итоге к полному прекращению движения воздушных потоков в теплообменнике. С точки зрения защиты от выпадения конденсата, роторные регенеративные теплообменники более предпочтительны по сравнению с рекуперативными теплообменниками, так как изменение частоты вращения насадки позволяет регулировать длительность циклов регенерации и аккумуляции теплоты в материале насадки, и, следовательно, температуру стенок насадки. Анализ литературных источников [1, 2, 3] показывает, что существующие инженерные методы расчета регенераторов не позволяют получить количественные оценки влияния процессов испарения и конденсации на эффективность теплообменника. Поэтому разработка компьютерных моделей процессов тепломассопереноса является актуальной задачей [4, 5, 6].

Несмотря на многообразие конструкций, типичная теплоаккумулирующая насадка регенеративного теплообменника представляет собой вращающийся барабан, состоящий из множества одинаковых по размеру тонкостенных каналов. Так как каналы идентичны, расход, температура и влажность воздуха на входе в каналы одинаковы, то для расчета процессов тепломассопереноса во всем теплообменнике можно ограничиться моделированием процессов в единичном канале.

Для определенности будем рассматривать канал, имеющий в поперечном сечении квадрат размером 4×4 мм, длина канала - 150 мм, толщина стенок канала - 0,5 мм, материал теплоаккумулирующей насадки - алюминий (плотность 2702.0 кг/м^3 , теплоёмкость $903.0 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$, теплопроводность $237.0 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$).

Моделирование проводилось методами вычислительной гидродинамики [7, 8] в среде программного комплекса STAR-CCM+ v 9.06.

Канал симметричен относительно горизонтальной и вертикальной плоскостей, проходящих через центр канала, поэтому без учета силы тяжести действующей на пленку конденсата решение задачи можно проводить для четверти канала. Так как одной из целей моделирования является определение влияния ориентации теплоаккумулирующей насадки на дренаж конденсата, то в модели сила тяжести учитывалась и задача решалась на сетке заполняющей половину канала. Для уменьшения количества ячеек сеточной модели использовалась сетка с переменным шагом. Минимальный размер сетки, который составил 1 мкм, был установлен для ячеек, расположенных на тонкой стенке и в пристеночной области потока. Такой характер расчётной сетки объясняется тем, что именно в пристеночной области происходит конденсация и испарение и там градиенты скоростей и температур значительно выше, чем в ядре потока. Общий размер структурированной сетки составил 540000 ячеек. Объемная сетка в вертикальной и горизонтальной плоскостях показана рис. 1, рис. 2.

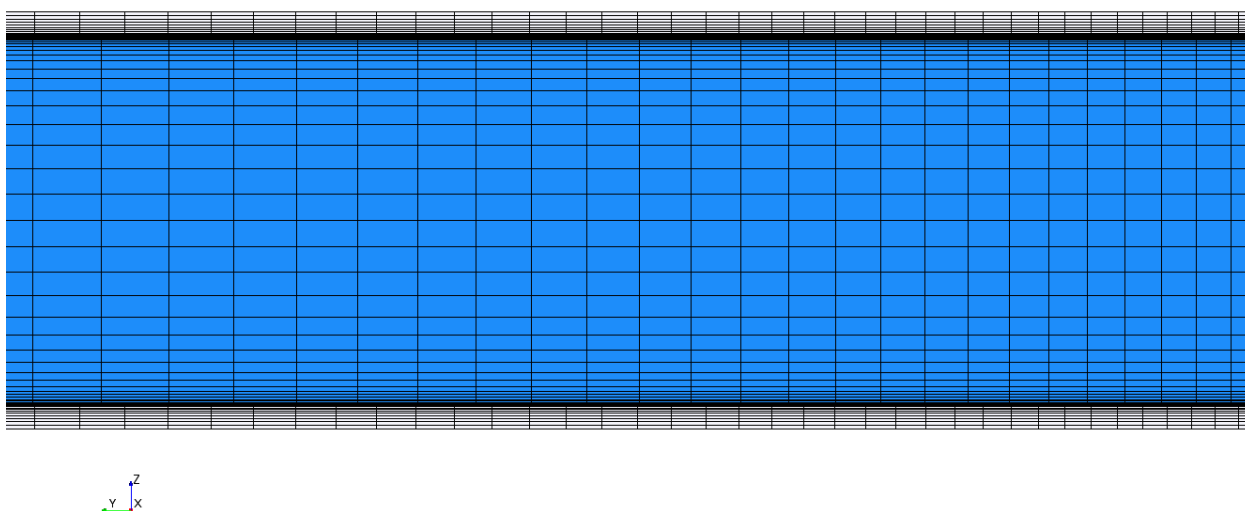


Рис. 1. Объёмная сетка в плоскости симметрии (YZ)

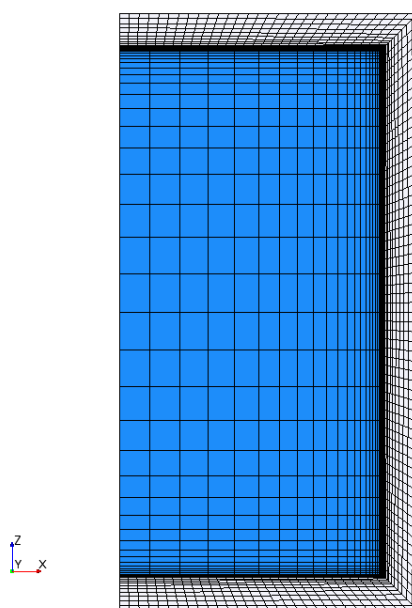


Рис. 2. Объёмная сетка в плоскости ZX

Моделирование взаимодействия двух фаз проводилось с использованием Эйлеровой многофазности (Eulerian Multiphase) [9], а для процессов фазовых переходов (испарение и конденсация) использовалась подмодель Volume Of Fluid [10],

Необходимо отметить, что модель Volume Of Fluid предполагает, наличие границы раздела жидкой и газообразной фаз. Поэтому при формировании начальных условий принято, что вся внутренняя поверхность канала покрыта слоем жидкости толщиной 1 мкм, что соответствует размеру ячейки на поверхности канала (рис. 3). Такой начальный (минимальный) слой может рассматриваться как адгезионный слой жидкости, испарение из которого за счет градиента парциального давления не происходит. Начальное распределение температуры стенок канала, адгезионного слоя жидкости и воздуха в канале принималось в виде линейной зависимости, между температурой приточного и вытяжного воздуха. Такая же зависимость была принята и для влагосодержания воздуха в канале. Было

принято, что в начальный момент времени воздух в канале неподвижен, а его давление равно атмосферному.

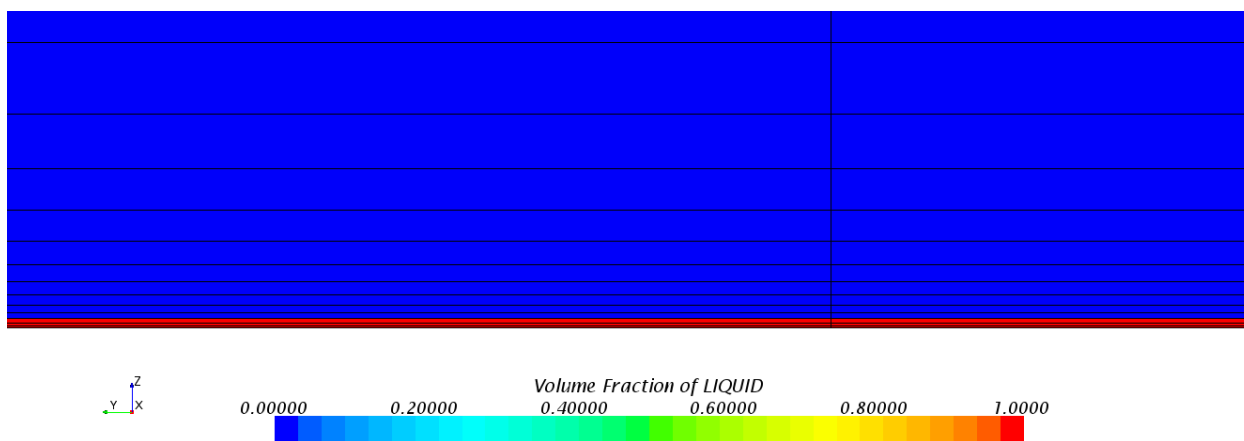


Рис. 3. Адгезионный слой толщиной 1 мкм

Характерной особенностью регенеративных теплообменников является циклическое изменение направления подачи воздуха. В разработанной модели было принято, что направление движения изменяется мгновенно каждые 10 секунд.

Так как цилиндрическая поверхность насадки имеет тепловую изоляцию, а каналы идентичны, то можно полагать, что тепловые потоки между каналами в радиальном направлении отсутствуют. Поэтому на наружной поверхности канала были приняты адиабатические граничные условия.

Граничные условия для воздушного потока:

- массовый расход на входе (Mass Flow Inlet) - 10⁻⁵ кг/с;
- температура на входе - 1 С;
- относительная влажность на входе 100%, (массовая доля 0.004);
- относительное давление на выходе (Pressure Outlet) – 0 Па;
- температура на выходе - 21 С.
- относительная влажность на выходе 80%, (массовая доля 0.012);

При принятых геометрических и режимных параметрах воздух может рассматриваться как идеальный газ, движущийся в канале ламинарно, а конденсат как жидкость с постоянной плотностью.

Необходимо так же отметить, что из-за небольших значений скоростей и градиентов давлений использовался отдельный решатель (Segregated Solver).

Время расчета - 40 с физического времени, со временем продувки в одном направлении 10 с.

В результате выполненных расчетов были получены нестационарные трехмерные поля температуры и влажности. На рис. 4 показано характерное распределение температуры по длине канала в конце цикла аккумуляции теплоты

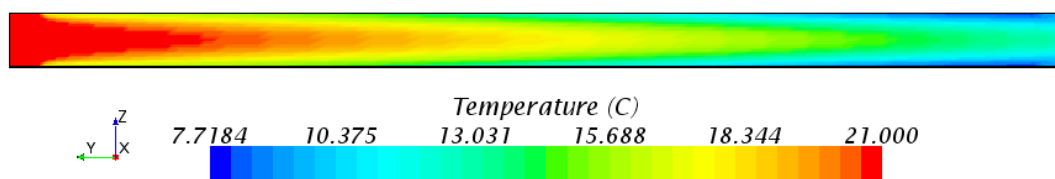


Рис. 4. Распределение температур 40 с

Характерное распределение конденсата на внутренней поверхности канала в конце цикла регенерации теплоты показано на рис. 5.

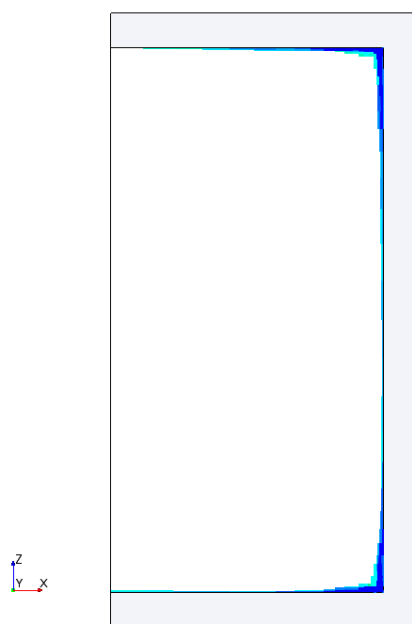


Рис. 5. Области выпадения конденсата

На

рис. 6 и рис. 7 представлены зависимости среднеинтегральных значений температуры и абсолютной влажности от времени. Анализ результатов показывает, что четырех циклов изменения направления потока недостаточно для выхода на установившийся стационарный режим работы. Существенная разница в амплитудах изменения влажности между входным и выходным сечениями позволяет сделать вывод о том, что при принятых режимных параметрах теплообменник работает в режиме осушения воздуха внутри помещения. За счет испарения конденсата в процессе регенерации теплоты в помещение возвращается не более 50 % влаги вытяжного воздуха.

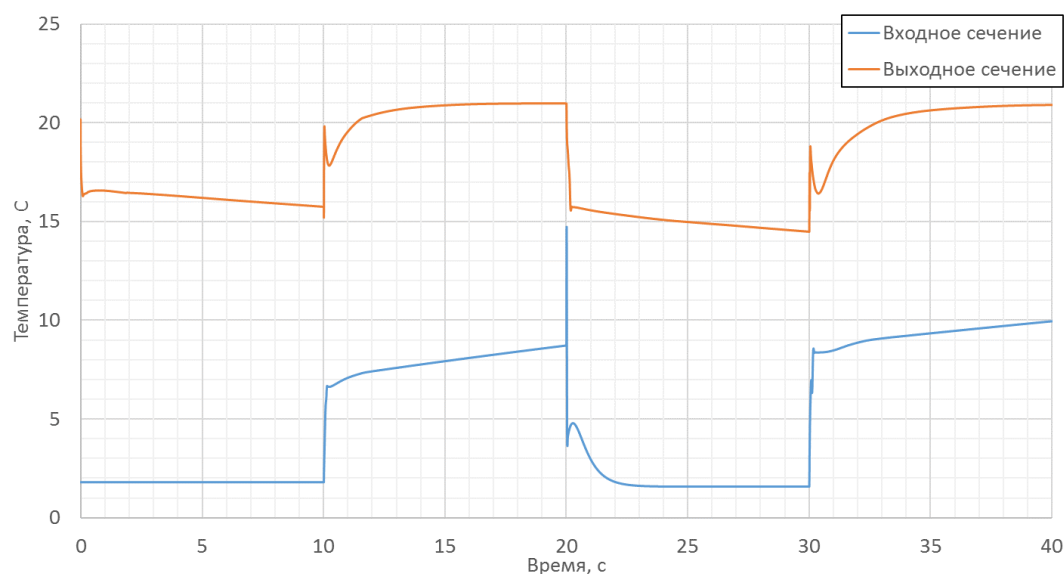


Рис. 6. Изменение температуры в сечениях от времени

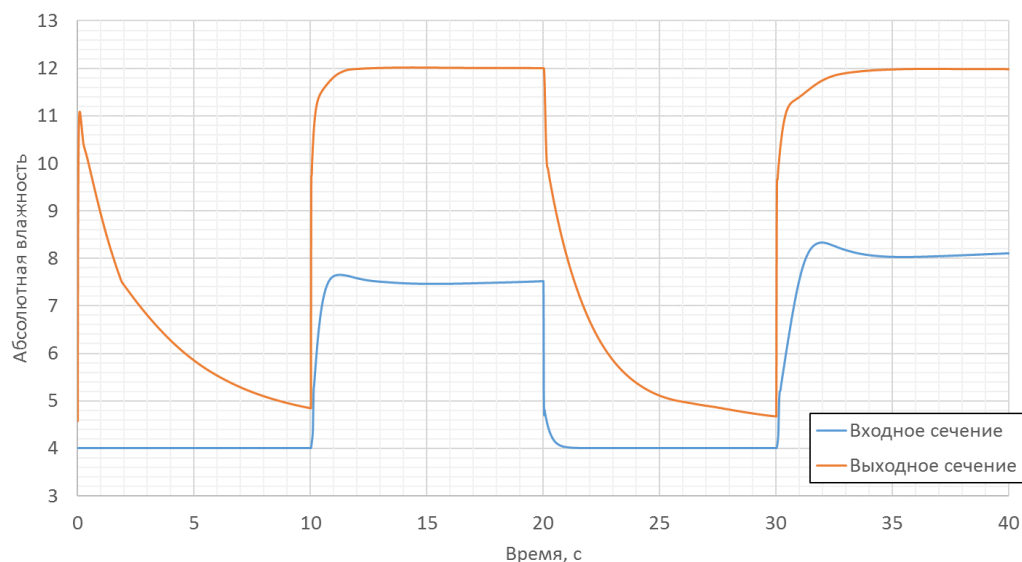


Рис. 7. Изменение абсолютной влажности в сечениях от времени

Особый интерес представляют пики на температурных графиках. Можно предположить, что принятое в модели скачкообразное изменение направления потока вызывает его адиабатическое сжатие, и как следствие, повышение температуры. В реальных условиях эксплуатации изменение расхода происходит относительно плавно. Один из возможных режимов изменения направления потока приведен на рис. 8. Углы наклона участков графика и ее временные параметры зависят от инерционных характеристик ротора вентилятора и времени коммутации электрических цепей привода.

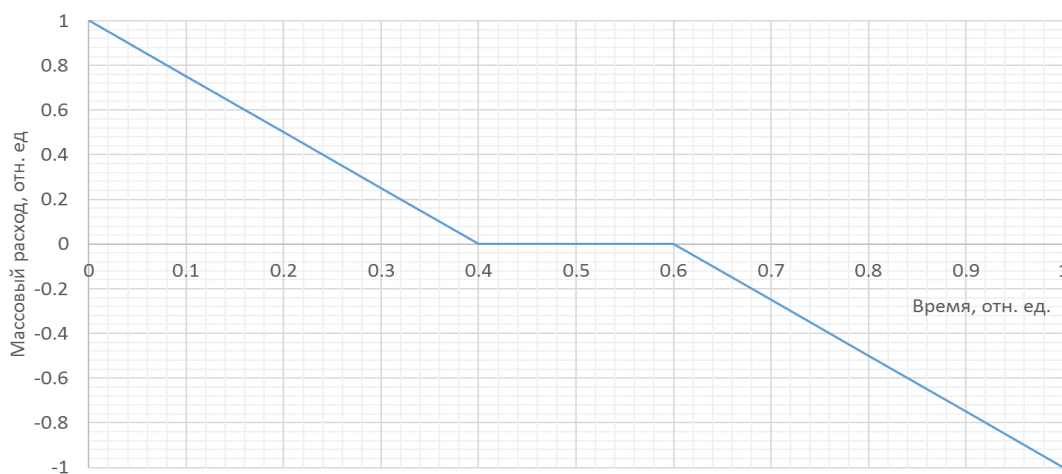


Рис. 8. Режим работы регенеративного теплообменника

Полученные результаты расчетного исследования и их анализ позволяют сделать вывод об адекватности разработанной компьютерной модели и возможности ее использования при проектировании регенеративных теплообменников.

Литература

1. 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.

2. M. Godo “Study on energy saving air-conditioning system using compact desiccant ventilation units. Comparison of regeneration efficiency”// JSRAE Annual Conf., 2008, P. 125-128.
3. M. Godo et al., “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.
4. J. A. Orosa, A. C. Oliveira, “Software tools for HVAC research”// Advances in Engineering Software, Advances in Engineering Software, 2011, P. 846–851.
5. 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.
6. Underwood DM, Crawford RR. “Dynamic nonlinear modeling of a hot-water-to-air heat exchanger for control applications”// ASHRAE Trans, 1990, P. 149-55.
7. Klaus A.H., Steve T.C. “Computation Fluid Dynamics”//Engineering Education System, 2000, P 500.
8. J.H. Ferziger, M. Peric “Computational Methods for Fluid Dynamics”: Springer, 2013, P. 426.
9. Luca Mazzei “Eulerian modelling and computational fluid dynamics simulation of mono and polydisperse fluidized suspensions”// thesis for the degree of Doctor of Philosophy of University College London, 2008, P. 199.
10. J. U. Brackbill, D. B. Kothe, C. Zemach “A Continuum Method for Modeling Surface Tension”//Journal of Computation Physics, 1992, P. 335-354.