

УДК 621.565.9

Аналитическая модель конденсации в миниканалах

К. М. СИНИЦЫНА¹, канд. техн. наук А. В. ЗАЙЦЕВ²,д-р техн. наук А. В. БАРАНЕНКО³¹sa64ak@gmail.com, ²zai_@inbox.ru, ³baranenko@mail.ifmo.ru

Университет ИТМО

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Сформулирована постановка задачи аналитического расчета процесса конденсации в миниканалах. Разработан алгоритм на основе классического моделирования процесса конденсации двухфазного потока при течении в гладких трубах, учитываются особенности микро- и миниканальных теплообменников, используется метод конечных разностей. Задача сформулирована в общем виде, за основу принимаются уравнения Навье–Стокса — система дифференциальных уравнений в частных производных в декартовой системе координат. Используется шесть распределенных параметров потока: составляющие вектора скорости u , v , w в трехмерной системе координат, давление p , температура T , плотность рабочего вещества ρ . Разработаны основные блоки соответствующей компьютерной программы для получения численных результатов. В первую очередь производится анализ процесса конденсации рабочего вещества — аммиака. Соблюдаются требования универсальности данной модели и программы для любых холодильных агентов. Результаты будут сравнены с имеющейся открытой экспериментальной базой.

Ключевые слова: аналитическая модель, миниканал, конденсация, уравнение Навье–Стокса, параметры потока, холодильный агент.

Информация о статье

Поступила в редакцию 01.07.2015, принята к печати 29.01.2016

doi: 10.21047/1606-4313-2016-16-1-66-72

Ссылка для цитирования

Синицына К. М., Зайцев А. В., Бараненко А. В. Аналитическая модель конденсации в миниканалах // Вестник Международной академии холода. 2016. № 1. С. 66–72.

Analytical model of condensation in mini ducts

К. М. SINITSINA¹, Ph. D. A. V. ZAITSEV², D. Sc. A. V. BARANENKO³¹sa64ak@gmail.com, ²zai_@inbox.ru, ³baranenko@mail.ifmo.ru

ITMO University

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

The article deals with the problem of analytical estimation for condensation in mini ducts. Algorithm based on classical condensation simulation of two phase flow in bare pipe is designed; the peculiarities of micro and mini duct heat exchangers being taken into account. Method of finite differences is used. The problem is defined in general terms, Navier–Stokes equation i.e. partial differential equations system in Cartesian coordinate system being used as a base. Six distributed parameters of flow are used: velocity vector components (u , v , w) in 3D coordinate system, pressure (p), temperature (T), refrigerant density (ρ). Main units of estimation software are designed. Ammonia refrigerant condensation is analyzed primarily. The requirement for the applicability of the model and software to any refrigerant is met. Results obtained are going to be compared with data base of experimental results.

Keywords: analytical model, mini duct, condensation, Navier–Stokes equation, flow parameters, refrigerant.

Введение

Рассматривается процесс конденсации в замкнутом объеме с использованием микро- и миниканальных систем (далее — «миниканалы»). Первые работы по изучению миниканальных теплообменных аппаратов были посвящены преимущественно пластинчатым теплообменникам и датируются еще началом 1950-х г. [1]. Миниканальные теплообменные аппараты достаточно успешно применяются в охлаждающих устройствах электронного оборудования, в малых химических реакторах и в систе-

мах охлаждения топливных элементов, а так же в автомобильном кондиционировании. На сегодняшний день более 75% автомобильных кондиционеров оснащаются микроканальными теплообменниками [2].

Первое серийное использование миниканальных конденсаторов было запущено немецкой автомобильной промышленностью в 1970-х г. [3]. В настоящее время достаточно много зарубежных производителей (Guentner, Carrier, Johnson Controls, Danfoss, Delphi, Modine, Goodman, Nordyne, Climetal, Xchange, Thermokey

и др.) выпускают микроканальные конденсаторы как отдельно, так и в составе сплит-систем и чиллеров.

Сегодня в процессе промышленного развития к разработчикам оборудования предъявляется одно из основных требований: оборудование должно быть энергетически эффективным и экологически безопасным. В настоящее время около 15% используемой во всем мире электроэнергии приходится на выработку холода [4]. Поэтому повышение энергетической эффективности холодильных систем обеспечит высвобождение существенных генерирующих мощностей.

Микро- и миниканальные теплообменники имеют ряд существенных преимуществ перед традиционными. Производители утверждают, что главными преимуществами микроканальных теплообменников являются гораздо меньшие габариты и масса. Применение микроканальной технологии улучшает эксплуатационные характеристики теплообменного аппарата и холодильной установки в целом по сравнению со стандартными теплообменниками с медными трубами и ребрами из алюминия [5–7]. Норма заправки холодильных агрегатов хладагентом снижается на 20–70%.

В обзорной статье Awad M. M. и др. [8] анализируется работа многих известных ученых (Yang, Webb, Zhao, Liao, Riehl, Ochterbeck, Shin, Kim, Haui, Koyama, Cavallini, Wang, Rose, Garimella, Cheng, Matkovic, Park, Hrnjak, Su, Song, Kuo, Pan, Agarwal, Alshqirate, Mudawar, Kuczynski, Da Riva, Del Col, Liu, Bortolin, Derby и др.), исследующих на протяжении последних двадцати лет процесс конденсации в миниканалах для различных рабочих веществ, гидравлических диаметров, форм каналов, массовых расходов и температур. За этот период сформулированы рекомендации по работе с конкретными хладагентами и направлениям дальнейших исследований в данной области.

Авторы описывают процесс конденсации в миниканальных теплообменниках, чаще всего используя полуэмпирические приближения. Существует три основных способа описания процесса конденсации в замкнутом объеме:

— *полуэмпирический метод* — исходит из геометрических соотношений пара и жидкости в процессе теплообмена, что стало возможным благодаря визуализации процесса в каналах и видеосъемке новейшими камерами;

— *теоретический метод* — основывается на изменении свойств рабочего вещества в зависимости от времени, чаще всего применяется программа Comsol Multiphysics, в которой уже существует классическая система уравнений теплообменных процессов и возможно 3D моделирование;

— *эмпирический метод* — основывается на проведении экспериментов и составлении характеристических таблиц с дальнейшими рекомендациями по применению.













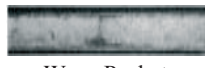



Garimella S. подробно описал режимы течения двухфазного потока при конденсации R134a в канале на основе визуализации процесса, табл. 1 [9].

Сформулированы следующие выводы: с уменьшением гидравлического диаметра, возрастает влияние поверхностного натяжения; форма канала так же влияет на процесс теплоотдачи при конденсации, но значительно меньше, чем непосредственно размер гидравлического диаметра; при больших массовых расходах достигаются большие коэффициенты теплопередачи, однако при низком расходе существуют некоторые неопределенности, интересные для дальнейшего изучения.

Garimella, Agarwal [10] создали усовершенствующую модель конденсации рабочего вещества в миниканалах на основе полученных экспериментальных данных и ранее собственно созданных моделей. Эксперименты были выполнены для R134a в шести некруглых горизонтальных миниканалах различных форм с $D_h = 0,424–0,839$ мм и $G = 150–750$ кг/ (м²·с). Рассматривался только кольцевой режим течения. Результаты были сопоставлены с экспериментальными данными, приведенными в литературе, и величинами, рассчитанными по другим моделям. Сделано заключение, что созданная модель предсказывает верные результаты для квадратных, прямоугольных и бочкообразных каналов на 77%.

Таблица 1

Режимы течения двухфазного потока при конденсации R134a

	Flow Regimes			
	Annular	Wavy	Intermittent	Dispersed
Flow Patterns	 Mist Flow	 Discrete Wave (0)	 Slug Flow	 Bubbly Flow
	 Annular Ring	 Discrete Wave (1)	 Slug Flow	 Bubbly Flow
	 Wave Ring	 Discrete Wave (2)	 Plug Flow	 Bubbly Flow
	 Wave Packet	 Disperse Wave (3)	 Plug Flow	—
	 Annular Film	—	—	—

García -Cascales J. R. и др. [11] рассмотрели модель компактного теплообменника, работающего как испаритель или конденсатор. Модель основывается на эксперименте, рабочие вещества — R134a и R410a, охлаждающая среда — воздух. Метод основывается на сеточной дискретизации. Считают, что доминирующим режимом в процессе конденсации является кольцевой режим. Созданная модель рекомендована для расчетов при проектировании компактных теплообменников, но сохраняет ограничения и неопределенности.

Kondou C., Hrnjak P. [12] экспериментально установили, что при конденсации в гладкой горизонтальной трубке с гидравлическим диаметром $D_h = 6,1$ мм. коэффициенты теплоотдачи у диоксида углерода (R744) на 20–70% выше, чем у R410a.

Satish G. Kandlikar [13] представил критический обзор состояния исследований теплообмена при фазовых переходах в микрочаналах и сформулировал основные направления дальнейшего изучения. Автор обращает особое внимание на скорость скопления газовой фазы относительно жидкой фазы и количественное определение температурного скачка у стенки канала. Так же предлагается обратить внимание на то, что аналитические модели достаточно редко полностью прогнозируют экспериментальные данные. Следует расширить карту режимов течения, не ограничиваясь только кольцевым потоком, изменяя форму трубки для исследования влияния поверхностного натяжения.

Muzychka Y. S. в работе [14] советует уменьшать количество допущений при составлении программного обеспечения для расчета микрочанальных теплообменников, уделить особое внимание определению толщины пленки конденсата, не пренебрегать ее численными значениями, так как это серьезно сказывается на теплопередаче, рассмотреть несимметричные условия с разных сторон каналов. Далее автор подробнее изучает теплообмен в некруглых каналах, делая вывод, что число Nu может при этом возрастать, и предлагает вариант модели на основе эксперимента для пробкового режима течения [15]. Так же предлагается новый метод моделирования — асимптотический (рис. 1), предполагая большую точность по сравнению с существующими моделями [16]. Автор делает вывод, что при расчете гидравличе-

ского сопротивления Δp среди различных методов наиболее удачным и применяемым является метод Локкарта–Мартинелли [17].

Stefano Nebuloni и John R. Thome [18] создали аналитическую и соответствующую численную модель процесса конденсации для следующих условий: рабочие вещества — аммиак и R134a, различные формы каналов, моделирование при помощи программы Comsol. Аналитическая модель основывается на классическом моделировании двухфазного потока уравнениями Навье–Стокса с дополнительными условиями, свойственными миниканальному теплообмену. Из представленных в их работе графиков видно, что коэффициент теплоотдачи у аммиака при одинаковых входных условиях и гидравлических диаметров на порядок выше, чем у R134a. Так же ученые впервые провели исследования для неоднородного теплового потока. Результаты получены только для конкретных условий. Сделан вывод, что влияние поверхностного натяжения при низких тепловых потоках возрастает [19].

Российские ученые так же работают над изучением фазовых переходов в мини- и микрочаналах. Кузнецов В. В. и др. [21] исследовали течение смеси вода–азот в прямоугольных прозрачных микрочаналах с поперечным сечением $1,78 \times 3,75$ мм и $0,67 \times 2,0$ мм, и в микроканале с поперечным сечением 370×217 мкм. Абиев Р. Ш. и Лаврецов И. В. в работе [22] рассмотрели пробковое течение в микроканалах 0,92 мм для водного и глицеринового раствора.

При этом в отечественной практике наблюдается активное внедрение зарубежных технических решений и разработок и невысокая интенсивность собственных исследований.

На основании изучения доступной литературы по процессам при фазовых переходах в мини- и микроканалах можно сделать следующие выводы:

— в настоящее время не существует универсального алгоритма для решения системы уравнений, описывающих процесс теплообмена в микро- и миниканалах различных форм, гидравлических диаметров, типов хладагента;

— многие авторы создают свои системы уравнений на основе геометрии газа и жидкости в канале [20], при этом чаще всего учитывается только кольцевой режим течения, а пробковый или пузырьковый упускаются, принимая во внимание, что при этих режимах наблюдается менее интенсивный процесс теплопередачи в результате уменьшения площади поверхности теплообмена;

— одним из популярных подходов к моделированию в данной области является использование программы Comsol Multiphysics. В программе уже задана система уравнений в разделе Fluid — Microfluidics Module. По результатам численных исследований данный подход дает хорошие результаты для фреонов R134a и R404a и некоторых других [8, 18, 19], но, видимо, имеет большую погрешность для природных хладагентов, так как наблюдается отсутствие выходов данных работы ученых с такими веществами.

Проведенный анализ позволяет авторам данной статьи сделать заключение о необходимости и возможности разработки обобщающей компьютерной программы для расчета процесса конденсации в мини- и микроканалах с учетом большинства из влияющих на процесс факто-

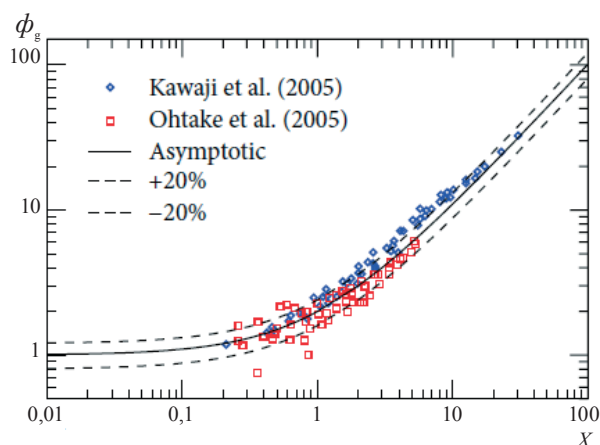


Рис. 1. Сравнение модели Muzychka Y. S. с другими авторами

ров. Математическое моделирование позволяет, используя результаты многочисленных проведенных опытов, избежать дополнительных затрат на проведение экспериментальных исследований.

Целью работы является создание универсальной аналитической модели процессов конденсации в миниканалах и ее компьютерной реализации, на основе классической теории механики жидкости и газа.

В качестве вычислительного метода используется конечно-разностный подход к численному решению дифференциальных и алгебраических уравнений движения, неразрывности, энергии и состояния, связывающих функции распределения по каналу скорости (u , v , w), давления (p), температуры (T) и, плотности (ρ) с учетом в граничных условиях особенностей на границе раздела фаз.

Одной из первоочередных задач является получение новой информации о процессе конденсации в миниканалах природных хладагентов, в первую очередь имеющем большие перспективы аммиака (R717), являющемся наиболее используемым в холодильной промышленности рабочим веществом с высокими показателями эффективности и экологически безопасным [23].

Математическая модель

Создаваемая математическая модель двухфазного потока, с учетом процесса конденсации в миниканалах, строится на основе трудов Лойцянского Л. Г. [24], Лабунцова Д. А. [25] и работы Зайцева А. В. [26].

В любом сечении канала любому элементарному объему (далее — «элементу»), движущегося в потоке вещества, можно приписать одно из трех состояний: пар, жидкость или двухфазное, промежуточное состояние. В частности из двухфазных элементов состоит граница раздела фаз.

В зависимости от состояния для любого элемента можно записать уравнения сохранения массы, импульса, энергии и уравнение состояния. Эти уравнения связывают между собой следующие функции процесса в рассматриваемом элементе и в соседних элементах: составляющие u , v , w вектора скорости V в трехмерной системе координат, давление p , температуру T , плотность рабочего вещества ρ . Рассмотрим эти уравнения для различных состояний по отдельности.

В связи с многообразием гидродинамических режимов течения двухфазного потока (см. табл. 1) возможны различные геометрические интерпретации уравнений для элементов на границе раздела фаз. В рамках данной работы будем для определенности рассматривать кольцевое течение. Расчетная схема модели миниканала показана на рис. 2.

1. Пар ($\varphi = 1$)

В качестве базовой модели динамики вязкой среды выбрано уравнение движения Навье — Стокса (уравнение сохранения импульса)

$$\rho \frac{dV}{dt} = \rho F + \text{Div} P,$$

или в проекциях на оси декартовых прямоугольных координат

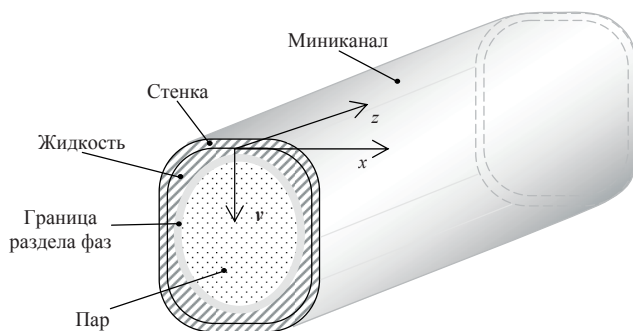


Рис. 2. Расчетная схема модели миниканала

$$\begin{aligned} \rho \frac{du}{dt} &= \rho F_x - \frac{\partial p}{\partial x} + 2 \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \\ &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} (\mu \text{div} V); \\ \rho \frac{dv}{dt} &= \rho F_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + 2 \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \\ &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} (\mu \text{div} V); \\ \rho \frac{dw}{dt} &= \rho F_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + 2 \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial z} (\mu \text{div} V). \end{aligned}$$

Для разрешимости этих уравнений следует добавить уравнение неразрывности (уравнение сохранения массы)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho V) = 0,$$

или, оно же в проекциях:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0.$$

Возможность фазового перехода любой точке и в любой момент времени определяется термодинамическим состоянием газа. Кроме того, от температуры и давления зависят теплофизические свойства, входящие в уравнения механики газа, что делает систему уравнений нелинейной. Поэтому окончательно для получения замкнутой системы уравнений поставленной задачи следует добавить уравнение сохранения энергии и уравнение состояния.

Уравнение баланса энергии в дифференциальной форме

$$\rho \frac{d}{dt} \left(c_v T + \frac{V^2}{2} \right) = \rho F V + \text{div}(\rho V) + \rho q_V$$

после преобразований можно записать в виде

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial(c_v T)}{\partial t} &= \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \right. \\ &+ \left. \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_V. \end{aligned}$$

Уравнения состояния вещества подробно исследуются и корректируются в процессе создания и изучения новых хладагентов и теплоносителей. Далее используется широко распространенная форма уравнения состояния

$$\frac{p}{\rho} = ZRT.$$

2. Жидкость ($\phi = 0$)

При умеренных скоростях, температуре и давлении система уравнений для жидкости практически не отличается от вышеприведенных уравнений.

В различных конкретных вариантах расчета возможны упрощения уравнений в предположении о несжимаемости жидкости, учете соотношения конвективного и кондуктивного теплопереноса и др.

3. Двухфазное состояние ($0 < \phi < 1$)

В двухфазном состоянии доля элементарного объема, занятая молекулами пара, составляет ϕ . Будем в рамках данной модели (см. рис. 3) считать, что если такой элемент граничит с жидким элементом, то он принадлежит границе раздела фаз.

Сделаем важное допущение, что размер элементарного объема соизмерим с толщиной пограничного слоя, в пределах которого происходит полный переход вещества из одного фазового состояния в другое. Тогда совокупность таких элементов в рассматриваемой модели можно рассматривать как границу раздела фаз. Система уравнений для этих элементов представляет собой граничные условия для соответствующих дифференциальных уравнений, описывающих процесс в жидкой или паровой фазе.

Анализ литературных источников показывает, что для правильного расчета тепломассообменных процессов в миканалах необходимо учитывать проскальзывание паровой фазы относительно жидкости и наличие «скачка давления» на границе раздела фаз. Поэтому при описании уравнений для граничных условий между жидкой и паровой фазами следует учитывать касательное напряжение и наличие сил поверхностного натяжения, зависящих от кривизны поверхности раздела фаз.

Рассмотрим уравнения элемента в двухфазном состоянии. Будем считать, что пока весь элемент не перешел в жидкое состояние, он находится на геометрической границе со стороны пара, т. е. граница фазового перехода проходит через данный элементарный объем, а его свойства соответствуют пару (индекс 1). Соседний элемент является жидким (индекс 2).

Уравнение неразрывности (материальный баланс) — сохранение массы молекул, пересекающих границу фазового перехода:

$$(\rho v_n)_1 = (\rho v_n)_2$$

Уравнение движения на границе раздела фаз (баланс импульса) описывает баланс нормальных и касательных напряжений. Переносимый через границу фазового перехода в нормальном направлении импульс уменьшается за счет преодоления поверхностного натяжения:

$$(\rho v_n + p)_1 = (\rho v_n + p)_2 + 2\sigma H,$$

где H — средняя кривизна поверхности в данной точке.

Баланс импульса в касательных направлениях учитывает разную скорость движения фаз:

$$\left(\rho v_n v_\tau - 2\mu \frac{\partial v_\tau}{\partial n} \right)_1 = \left(\rho v_n v_\tau - 2\mu \frac{\partial v_\tau}{\partial n} \right)_2.$$

Баланс энергии — перенос энергии через границу конвективным и молекулярным способом

$$\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \right)_1 = \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \right)_2 + (\rho v_n) r.$$

Состояние насыщения — главное условие существования фазового перехода

$$T_1 = T_2 = T_s.$$

4. Граничные условия на стенке канала

Вдоль стенки канала может двигаться жидкость или пар, если конденсация еще не началась. Согласно описанной модели возникающую на стенке границу фазового перехода относим к пару, пока элементарный объем полностью не заполнится жидкостью. Тогда граничные условия описывают однофазное течение пара или жидкости.

Поток массы сквозь стенку отсутствует

$$v_n = 0.$$

При движении потока вдоль непроницаемой поверхности из соотношений линейной кинетической теории для касательных составляющих импульса можно получить скорость на поверхности (скорость «скольжения») экстраполяцией поля скоростей в тонком поверхностном (кнудсеновском) слое из внешней (навье-стоксовой) области к поверхности [27].

$$v_\tau = \frac{4\mu}{\rho \sqrt{2RT}} \frac{\partial v_\tau}{\partial n}.$$

Уравнение энергии описывает перенос теплоты теплопроводностью вблизи твердой границы при заданных условиях теплоотвода, в частности

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = q.$$

Заключение

В результате проведенного анализа и моделирования процесса конденсации в миканалах разработана замкнутая система уравнений с граничными условиями, основанная на имеющихся представлениях о физическом явлении конденсации двухфазного потока в миканалах.

На основе математической формулировки создана численная модель и варианты компьютерной программы для расчета охлаждения однофазного потока и полного процесса конденсации в микканале.

Вопросы выбора численного метода, сходимости, устойчивости, дискретизации, учета формы и многие другие представляют собой самостоятельные сложные научные задачи, не являющиеся предметом настоящей статьи.

Тестовые расчеты подтверждают работоспособность разработанной программы и возможность дальнейшего учета всевозможных факторов при численных исследованиях их влияния на процесс.

Следующим шагом является выполнение расчетов при различных параметрах хладагентов и разных формах микросистем. Сопоставление расчетных величин с имеющимися литературными данными даст возможность оценить адекватность разработанной модели.

Условные обозначения:

D_h — гидравлический диаметр, м;
 G — массовый расход, кг/(м²·с);
 V — вектор скорости, м/с;
 F — вектор внешних сил, Н;
 P — тензор напряжений, Па;
 x, y, z — направление осей в декартовой системе;
 n — нормаль к поверхности раздела фаз;
 τ — касательная к поверхности раздела фаз;
 u, v, w — проекции вектора скорости, соответственно на оси x, y, z , м/с;
 v_n — нормальная к поверхности раздела фаз составляющая скорости, м/с;
 v_τ — касательная к поверхности раздела фаз составляющая скорости, м/с;
 p — давление, Па;
 T — температура, К;
 ρ — плотность, кг/м³;
 c_v — удельная изохорная теплоемкость, Дж/(кг·К);
 c_p — удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К);
 r — удельная теплота конденсации, Дж/кг;
 μ — динамическая вязкость, Па·с;
 σ — поверхностное натяжение, Н/м;
 Z — коэффициент сжимаемости вещества;
 R — газовая постоянная, Дж/(кг·К);
 t — время, с;
 q — поверхностная плотность теплоотвода, Вт/м²;
 q_v — объемная плотность тепловыделений, Вт/м³;
 ϕ — объемное паросодержание;
 ϕ_g^2 — коэффициент трения со стороны газа.

Список литературы (References)

1. Петровский Ю. В., Фастовский В. Г. Современные эффективные теплообменники. — М.-Л.: Энергоиздат, 1962. 256 с. [Petrovskii Yu. V., Fastovskii V. G. Modern effective heat exchangers. — M.-L.: Energoizdat, 1962. 256 p. (in Russian)]
2. Microchannel technology. More efficient, compact and corrosion resistant technology for air cooled chiller application. — Carrier Corp., NY, 2006.
3. Шугуров Л. М. Автомобили. Энциклопедия техники. — М.: РОСМЭН-ПРЕСС, 2005. С. 26–40. [Shugurov L. M. Cars. Encyclopedia of equipment. Moscow, ROSMEN-PRESS, 2005. p. 26–40. (in Russian)]
4. Бараненко А. В. Итоги работы МАХ за 20 лет. // Вестник международной академии холода. 2013. № 2. С. 4–12. [Baranenko A. V. Results of work of IAR in 20 years. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2013. No 2. p. 4–12. (in Russian)]
5. Шишов В. В., Клоков М. Ю., Веселков С. И. Алюминиевые теплообменники — микроканальная технология. // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. 2007. № 2. С. 34–45. [Shishov V. V., Klokov M. Yu., Veselkov S. I. Aluminum heat

exchangers — microchannel technology. *Sanetchnika. Otoplenie. Konditsionirovanie*. 2007. No 2. p. 34–45. (in Russian)]

6. Ховалыг Д. М. Конференция ASHRAE и выставка AHR Expo 2012 в США. // Холодильная техника. 2012. № 4. С. 46–47. [Khovalyg D. M. The ASHRAE conference and the AHR Expo 2012 exhibition in the USA. *Kholodil'naya tekhnika*. 2012. No 4. p. 46–47. (in Russian)]
7. Johnson M., Hrnjak P. Investigation of Microchannel Heat Exchangers. UIUC ACRC technical report, 2009.
8. Awad M. M., Dalkilic A. S., Wongwises S. A. Critical Review on Condensation Heat Transfer in Microchannels and Minichannels. *Journal of Nanotechnology in Engineering and Medicine*, 2014 (5). С. 4–25.
9. Garimella S. Condensation Flow Mechanisms in Microchannels: Basis for Pressure Drop and Heat Transfer Models. *Heat Transfer Engineering*, 2004. 25 (3). P. 104–116.
10. Garimella S., Agarwal A. Measurement and modeling of condensation heat transfer in non-circular microchannels. *International journal of refrigeration*, 2010. N. 33. P. 1169–1179.
11. Garci'a-Cascales J. R., Vera-Garci'a F., Gonz'a'lviz-Macia' J., Corbera'n-Salvador J. M., Johnson M. W., Kohler G. T. Compact heat exchangers modeling: Condensation. *International Journal of Refrigeration*, 2010. N. 33. P. 135–147.
12. Kondou C., Hrnjak P. Condensation from superheated vapor flow of R744 and R410A at subcritical pressures in a horizontal smooth tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012. N. 55. P. 2779–2791.
13. Kandlikar S. G. и др. Heat Transfer in Microchannels — 2012 Status and Research Needs. *Journal of Heat Transfer*, 2013. Vol. 135 / 091001–1.
14. Talimi V., Muzychka Y. S., Kocabiyyik S. A review on numerical studies of slug flow hydrodynamics and heat transfer in microtubes and microchannels. *International Journal of Multiphase Flow*, 2012. N. 3. P. 88–104.
15. Talimi V., Muzychka Y. S., Kocabiyyik S. Slug flow heat transfer in square microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013. N. 62. P. 752–760.
16. Awad M. M., Muzychka Y. S. A Robust Asymptotically Based Modeling Approach for Two-Phase Flows. *Advances in Mechanical Engineering*, 2014. [digital resource] <http://dx.doi.org/10.1155/2014/327653>.
17. Awad M. M., Muzychka Y. S., Modeling of Interfacial Component for Two-Phase Frictional Pressure Gradient at Microscales. *Advances in Mechanical Engineering*, 2014. [digital resource] <http://dx.doi.org/10.1155/2014/492435>.
18. Nebuloni S., Thome J. R. Numerical modeling of laminar annular film condensation for different channel shapes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010. N. 53 P. 2615–2627.
19. Nebuloni S., Thome J. R. Numerical Modeling of the Conjugate Heat Transfer Problem for Annular Laminar Film Condensation in Microchannels. *Journal of Heat Transfer*, 2012. Vol. 134 / 051021–1.
20. Wang H. S., Rose J. W. Theory of heat transfer during condensation in microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011. N. 54. P. 2525–2534.
21. Кузнецов В. В. Тепло- и массообмен в микросистемах при фазовых превращениях и химических реакциях. XIV Minsk international heat and mass transfer forum: abstracts of the reports and communication. 2012. С. 14–17. [Kuznetsov V. V. Warm and a mass exchange in microsystems at phase transformations and chemical reactions. XIV Minsk

- international heat and mass transfer forum: abstracts of the reports and communication. 2012. p. 14–17. (in Russian)]
22. Abiev R. Sh., Lavretsov I. V. Hydrodynamics of Gas — Liquid Slug Flow in Capillaries: Comparing Theory and Experiment. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, 2011. Vol. 45.
 23. Samimi A., Zarinabadi S., Reduction of Greenhouse gases emission and effect on environment. *Journal of American Science*, 2012. No 8 (8). С. 1011–1015.
 24. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа: Учеб. для вузов. — М.: Дрофа, 2003. 840 с. [Loitsyanskii L. G. Mechanics of liquid and gas: The textbook for higher education institutions. — Moscow, Drofa, 2003. 840 p. (in Russian)]
 25. Лабунцов Д. А., Ягов В. В. Механика двухфазных систем: Учеб. пособ. для вузов. — М.: Издательство МЭИ, 2000. — 374 с. [Labuntsov D. A., Yagov V. V. Mechanics of two-phase systems: Manual for higher education institutions. Moscow: MEI publishing house, 2000. 374 p. (in Russian)]
 26. Зайцев А. В., Логвиненко Е. В. Расчет течения вязкой жидкости в канале с учетом изменения фазового состояния. // Вестник С.-Петерб. ун-та. Сер. 1. 2012. Вып. 4. С. 87–91. [Zaitsev A. V., Logvinenko E. V. Calculation of a current of viscous liquid in the channel taking into account change of a phase state. *Vestnik S.-Peterb. un-ta. Ser. 1.* 2012. Vol. 4. p. 87–91. (in Russian)]



13-я международная специализированная выставка КРИОГЕН-ЭКСПО Промышленные Газы

1 - 3 ноября 2016, Москва, ЦВК "Экспоцентр", павильон 5



Организатор

Мир-Экспо
Выставочная компания

Проводится при содействии

- Международного института холода
- Международной академии холода



РАЗДЕЛЫ ВЫСТАВКИ:

- Криогенная техника и технологии
- Газоразделительное оборудование
- Криогенная арматура и комплектующие
- Вакуумное, компрессорное и теплообменное оборудование
- Промышленные и редкие газы, СУГ
- СПГ-технологии
- Оборудование для хранения, транспортировки, распределения и раздачи промышленных газов, СПГ и СУГ
- Криогенная изоляция
- Измерительное оборудование
- Сосуды Дьюара
- Технологии сверхпроводимости

Деловая программа:

1 - 3 ноября 2016

Москва,
ЦВК "Экспоцентр"
павильон 5, зал 2,
конференц-зал

13-я международная конференция

«Криогенные технологии и оборудование. Перспективы развития»

Международная конференция «Промышленные газы»

Международная конференция «Сжиженный природный газ»

Международный Форум «Valve Industry Forum & Expo'2016»

Оборудование для критических условий эксплуатации

При поддержке:



Информационная поддержка:



Русский: [youtube.com/user/cryoexpo](https://www.youtube.com/user/cryoexpo)
English: [youtube.com/user/cryoexporussia](https://www.youtube.com/user/cryoexporussia)

Дирекция выставок:

Москва, Хлебозаводский пр., д. 7, стр. 10, оф. 507
Тел/факс: 8 495 988-1620
E-mail: info@cryogen-expo.ru
Сайт: www.cryogen-expo.ru

www.cryogen-expo.ru
www.cryogen-expo.com



@cryoexpo_ru
@cryoexpo