



Нурпейис Атлант Едилулы

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И
МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ
ТЕПЛОПЕРЕНОСА
В ЗАМКНУТЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНАХ**

05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в НОЦ И. Н. Бутакова Инженерной школы энергетики федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет», г. Томск.

Научный руководитель:

Кузнецов Гений Владимирович, доктор физико-математических наук, профессор.

Официальные оппоненты:

Богомолов Александр Романович, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой теплоэнергетики федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева», г. Кемерово.

Бубенчиков Алексей Михайлович, доктор физико-математических наук, профессор, профессор кафедры теоретической механики, механико-математического факультета федерального государственного бюджетного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский Томский государственный университет», г. Томск.

Защита состоится «23» декабря 2019 г. в 10:00 часов на заседании диссертационного совета ДС.ТПУ.18 при федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» по адресу: 634050, г. Томск, ул. Усова, д. 7, уч. корпус 8, ауд. 217.

С диссертацией можно ознакомиться в Научно-технической библиотеке федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» и на сайте: dis.tpu.ru

Автореферат разослан « » 2019 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,
кандидат технических наук



Табакеев Роман
Борисович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Для успешной работы современного энергетического оборудования важное значение имеет отвод теплоты от отдельных тепловыделяющих элементов, поверхностей и интегральных модулей. Применение традиционных способов охлаждения циркулирующей водой или потоками воздуха не всегда осуществимо, но всегда энергозатратно. Это связано с тем, что возникает необходимость в развитых теплообменных поверхностях для отвода больших тепловых потоков. Постановка таких задач во многом определяется необходимостью решения проблемы тепловой защиты оборудования, возможностью регулирования (в рабочем диапазоне) температур машин и аппаратов, применением эффективных способов передачи и трансформации тепловой энергии. Перегрев даже отдельных элементов технических систем в условиях выхода из строя использующегося для отвода теплоты оборудования может привести к аварийному режиму работы всей установки. Целесообразным в этой связи является анализ возможности использования автономных (независящих от источников электроэнергии) отводящих тепло устройств.

Термосифон (ТС) может использоваться для терморегулирования и термостатирования различных технических устройств и технологических процессов. Зоны испарения и конденсации в термосифоне пространственно разделены, что позволяет трансформировать тепловые потоки за счет изменения соотношения поверхностей этих фазовых превращений. Применение таких достаточно эффективных теплообменников в системах охлаждения нагреваемых до высоких температур элементов конструкций машин и аппаратов может существенно повысить надежность их работы.

На основании анализа наиболее значимых результатов исследований теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах можно сделать вывод, что наибольшее значение имеет задача оценки «производительности» их работы и анализ влияния основных значимых факторов на теплопередающую способность. Основными характеристиками работы термосифонов рассматриваются, как правило, их эффективная теплопроводность или термическое сопротивление. Но, в основном, эти характеристики обеспечивают только интегральные оценки производительности термосифона и не являются базой для анализа закономерностей теплопереноса в таких теплообменниках. Более значимой для физического анализа является информация по температурным полям характерных зон термосифона. Но в связи с объективными трудностями такого рода измерений в большинстве случаев экспериментальные исследования были ориентированы на анализ изменения температур только на отдельных участках внешней поверхности корпуса теплообменника. Вследствие же достаточно интенсивного перетока теплоты по корпусу термосифона как по поперечной, так и по продольной координатам, измерений температур внешних поверхностей недостаточно для анализа процессов, протекающих в зонах испарения, конденсации и в паровом канале. Немногочисленные результаты измерений температур в полости термосифона отражают их изменение только в отдельных точках внутренней поверхности этого устройства. Для объективного анализа закономерностей

процессов теплопереноса необходима информация о нестационарных распределениях температур в зонах испарения, транспорта и конденсации.

Теоретические исследования гидродинамических и тепловых процессов в термосифонах проводились в большинстве случаев с использованием коммерческих вычислительных пакетов типа Comsol и ANSYS FLUENT. Но использование таких программных продуктов возможно только при известных эмпирических характеристиках процессов фазовых превращений. Кроме того, численное моделирование с применением таких пакетов или авторских кодов сопряжено с очень длительными вычислениями даже при описании исследуемых процессов в рамках двумерных постановок.

По этой причине актуальным является проведение экспериментов с целью установления распределений наиболее значимых характеристик процессов, протекающих в термосифоне (температур жидкости и в паровом канале) при рабочих температурах, близких к критическим (высоких тепловых нагрузках). Также актуальна разработка менее сложных по сравнению с постановками задач на базе полной системы уравнений Навье-Стокса для пара и конденсата математических моделей нестационарного теплопереноса в двухфазном термосифоне с целью описания процессов переноса теплоты с учетом фазовых переходов на границах раздела сред «жидкость – пар» и «пар – жидкость» при подводе теплоты к нижней крышке термосифона.

Цель исследования – разработка на основании анализа и обобщения результатов экспериментальных исследований основных закономерностей процессов теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах математической модели (и метода расчета процессов теплопереноса), существенно менее сложной по сравнению с известными.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

1. Разработка методики, планирование и проведение экспериментальных исследований по регистрации температурных полей во внутреннем объеме термосифона в условиях его работы в реальном для практики диапазоне изменения тепловых потоков от охлаждаемых технических устройств.

2. Экспериментальное исследование процессов теплопереноса в паровом канале, зонах испарения и конденсации при типичных для энергетического оборудования тепловых потоках, подводимых к нижней крышке двухфазного термосифона.

3. Разработка физической и математической моделей процессов теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне.

4. Разработка метода и алгоритмов решения задач свободноконвективного теплопереноса и кондукции в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона, теплопроводности для слоя конденсата на верхней крышке (программного кода), а также теплопроводности в верхней и нижней крышках.

5. Определение влияния основных значимых параметров: коэффициента заполнения, теплового потока к нижней крышке, вида теплоносителя на режим термогравитационного теплопереноса в двухфазном термосифоне.

6. Обоснование возможности использования двухфазных термосифонов в системах охлаждения энергетического оборудования.

Научная новизна: Впервые по результатам экспериментальных исследований установлены закономерности изменения температуры в характерных сечениях парового канала, зон испарения и конденсации типичного термосифона. По результатам анализа и обобщения экспериментальных данных разработана физическая модель теплопереноса в двухфазном термосифоне. Установлены основные характеристики процессов теплопереноса в двухфазном термосифоне в рамках математической модели, существенно отличающейся от известных и учитывающей процессы свободноконвективного теплопереноса и фазовые превращения в зоне испарения, теплопроводности и фазовые превращения в зоне конденсации, при тепловых потоках, соответствующих условиям работы энергетического оборудования.

Практическая значимость результатов работы. Разработанные физические и математические модели теплопереноса в двухфазных термосифонах могут быть использованы при разработке систем охлаждения энергетического оборудования на базе двухфазных термосифонов. Предложены варианты возможного применения исследованного перспективного теплообменника в системах охлаждения силовых трансформаторов тепловых электрических станций и для извлечения геотермальной энергии с больших глубин с использованием каскада термосифонов.

Достоверность результатов. Проведен анализ погрешностей результатов измерений при различных тепловых потоках в рамках современной теории ошибок с использованием методов математической статистики. Установлено удовлетворительное соответствие температур в термосифоне, полученных в экспериментах, и результатов теоретических исследований автора диссертации. Достоверность последних подтверждается также тестированием используемых метода и алгоритма решения на менее сложных задачах, результаты решения которых опубликованы в международных журналах.

Связь работы с научными программами и грантами

Диссертационное исследование, включая экспериментальное и теоретическое исследование процессов теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах, проведено в рамках программы повышения конкурентоспособности Национального исследовательского Томского политехнического университета среди ведущих мировых научно-образовательных центров (проект ВИУ-НОЦ И.Н. Бутакова-203/2019).

Основные положения и результаты, выносимые на защиту:

1. Методика экспериментальных исследований процессов теплопереноса в закрытом двухфазном термосифоне при различных значениях коэффициента заполнения термосифона и условиях подвода теплоты.
2. Результаты экспериментальных исследований процессов теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне.
3. При высоких тепловых потоках, подводимых к нижней крышке термосифона, характерные времена гидродинамических процессов в паровом канале термосифона много меньше характерных времен формирования температурного поля в слоях конденсата.
4. Математическая модель теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах, существенно отличающаяся от известных и учитывающая процессы

термогравитационной конвекции и фазовые превращения в зоне испарения и процессы кондукции в зоне конденсации при тепловых потоках, соответствующих условиям работы энергонасыщенного оборудования.

5. Результаты численного моделирования теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне, иллюстрирующие возможность применения разработанной в диссертации математической модели и метода решения задачи свободноконвективного теплопереноса при прогностическом моделировании работы термосифона.

6. Предложения по возможному использованию термосифонов в системах охлаждения энергетического оборудования и при извлечении геотермальной энергии с больших глубин для передачи в систему теплоснабжения.

Личный вклад автора состоит в постановке, разработке методики, планировании и проведении экспериментальных исследований по регистрации температурных полей в сечениях характерных зон термосифона (испарения, транспорта и конденсации) и распределений температур по высоте и радиусу, а также в разработке математической модели, отличающейся от известных и учитывающей процессы термогравитационной конвекции и фазовые превращения в зонах испарения и процессы кондукции в зоне конденсации при тепловых потоках, соответствующих условиям работы энергонасыщенного оборудования, метода и алгоритма решения задачи теплопереноса в термосифоне, в проведении оценки достоверности полученных результатов.

Апробация работы. Основные положения и результаты, полученные при подготовке диссертации, докладывались на Всероссийской молодежной конференции «Химическая физика и актуальные проблемы энергетики» (Томск, 2012), на XI Международной конференции студентов и молодых ученых «Перспективы развития фундаментальных наук» (Томск, 2014), на III–V Международном молодежном форуме «Интеллектуальные энергосистемы» (Томск, 2015 – 2017), на четвертой, пятой, шестой и седьмой Всероссийской научной конференции с международным участием «Теплофизические основы энергетических технологий» (Томск, 2014 – 2017), на международной молодежной научной конференции «Тепломассоперенос в системах обеспечения тепловых режимов энергонасыщенного технического и технологического оборудования» (Томск, 2015 – 2018).

Публикации. Основные результаты диссертации представлены в трудах выше перечисленных конференций. Опубликовано 5 работ в журналах из списка рекомендованных ВАК РФ: «Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов», «Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики», «Вестник ТюмГУ. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика». 11 работ в изданиях, индексируемых базами данных «Scopus» и «Web of Science»: «Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering», «European Physical Journal Web of Conferences», «MATEC Web of Conferences», 4 доклада в сборниках научных конференций, получено 2 патента на полезную модель и одобрены 2 заявки на полезную модель.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, трех глав, основных результатов и выводов, списка литературы. Диссертация

изложена на 157 страницах машинописного текста, содержит 38 рисунков, 5 таблиц. Библиография включает 198 наименований.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цель и задачи, обоснована практическая значимость и новизна полученных теоретических результатов, представлены защищаемые автором положения.

Первая глава отражает современное состояние и тенденции развития теоретических и экспериментальных исследований в области теплопереноса и гидродинамики в термосифонах. Существенный вклад в исследования внесли ведущие специалисты ближнего и дальнего зарубежья: Майданик Ю.Ф., Кузнецов Г.В., Васильев Л.Л. (Беларусь), Безродный М.К. (Украина), Пиоро И.Л. (Канада), Мокляк В.Ф. (Украина), Jouhara H.I., Robinson A.J. (Великобритания), Jafari D., Franco A. (Италия) и др. Представлены результаты экспериментальных исследований, в которых определение температурных полей проводится по показаниям термопар на внешних поверхностях ТС. Проанализировано влияние группы значимых факторов на работу термосифонов, а также результаты математического моделирования процессов теплопереноса и гидродинамики с использованием программных пакетов или авторских кодов.

Во второй главе представлена методика экспериментальных исследований процессов теплопереноса в паровом канале термосифона, в зонах испарения и конденсации. Приведены результаты экспериментальных исследований температурных полей в термосифоне.

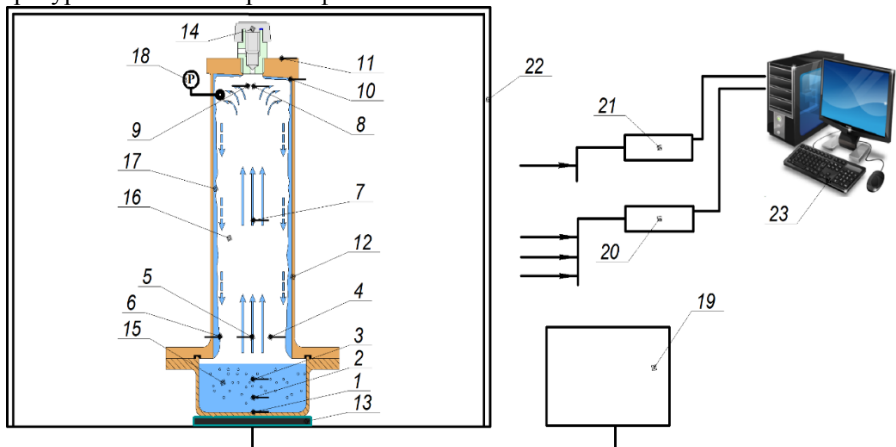


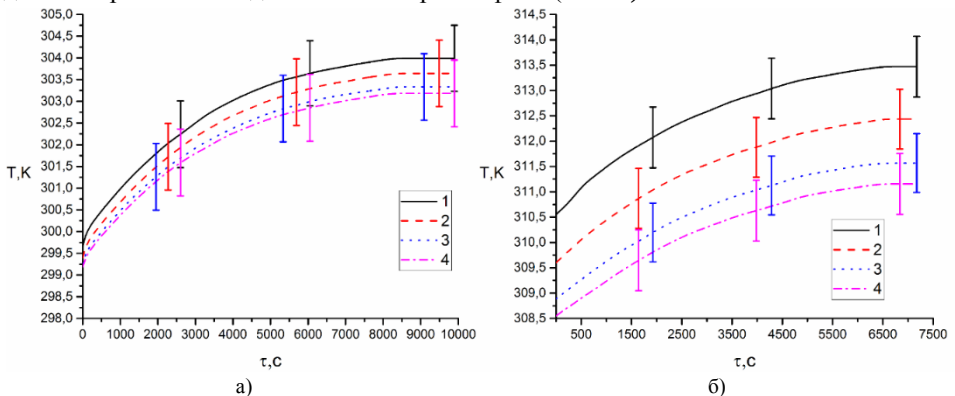
Рисунок 1 – Схема экспериментального стенда. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 – термопары; 12 – корпус термосифона; 13 – нагревательный элемент; 14 – регулирующий клапан; 15 – рабочая жидкость; 16 – паровой канал; 17 – пленка конденсата; 18 – источник питания; 19 – датчик давления; 20 – аналого-цифровой преобразователь NI 9214; 21 – аналого-цифровой преобразователь NI USB-6001; 22 – стеклянный бокс; 23 – персональный компьютер.

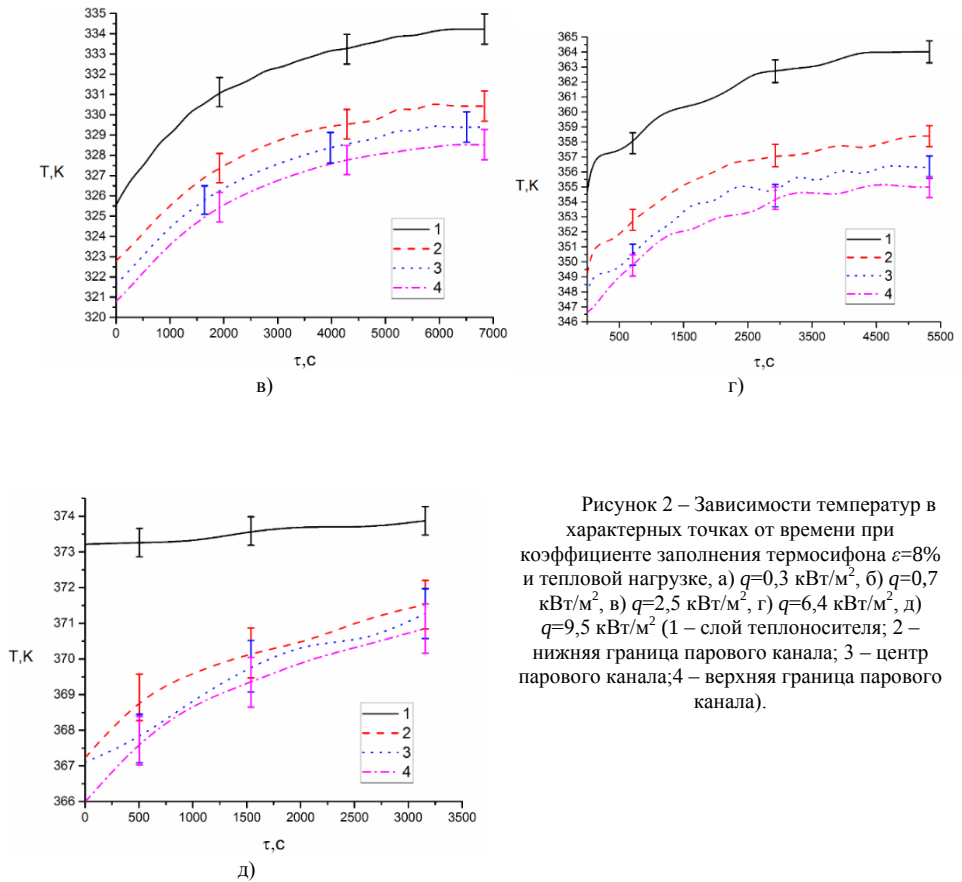
Для проведения экспериментальных исследований температурных полей термосифона при различных условиях подвода теплоты разработан стенд, принципиальная схема которого представлена на рисунке 1. Стенд состоит из

корпуса термосифона; систем подвода теплоты в зоне испарения и отвода в зоне конденсации, заполнения термосифона теплоносителем; средств регистрации температур – термомпар.

Исследования процессов теплопереноса проводились в термосифоне, изготовленном из меди с постоянной площадью поперечного сечения. Высота ТС 161 мм, толщина боковых стенок 1,5 мм, нижней стенки 2 мм, внутренний диаметр испарительной части и парового канала 39 мм. Верхняя крышка теплообменного аппарата выполнена под углом $\gamma = 3^\circ$ к плоскости основания для обеспечения интенсивного возврата конденсата в зону испарения. На крышке термосифона установлен клапан, предназначенный для регулирования в давления в паровом канале и сброса неконденсирующихся газообразных смесей и воздуха в окружающую среду. Подвод теплоты осуществлялся с помощью нагревательного элемента, на который подавалось напряжение (до 100 В) и переменный ток (от 0,04 до 0,2 А) с однофазного автотрансформатора. Измерительная схема установки позволяла регистрировать одновременно температуры: слоя жидкости на оси симметрии (термомпары №1 – 3), на нижней границе (термомпары №4, 5, 6), в средней части (термомпара №7) и верхней (термомпары №8, 9) границе парового канала, в верхней части вертикальной стенки (термомпара №10), на верхней части наружной стенки (термомпара №11). Также регистрировалось давление в паровом канале термосифона. По результатам предварительных экспериментов установлено, что на работу термосифона достаточно существенно влияют внешние факторы (движение атмосферного воздуха, работа систем вентиляции, температура в помещении и т.д.). По этой причине для снижения последствий влияния таких случайных факторов на результаты исследований ТС размещался в стеклянном боксе (21) (рисунок 1). Основными теплоносителями, с которыми проводились эксперименты, выбраны дистиллированная вода и Н-пентан.

На рисунке 2 приведены типичные термограммы, полученные при проведении экспериментов в интервале тепловых нагрузок от 0,3 до 9,5 кВт/м² при заполнении дистиллированной водой полости термосифона ($\varepsilon=8\%$).

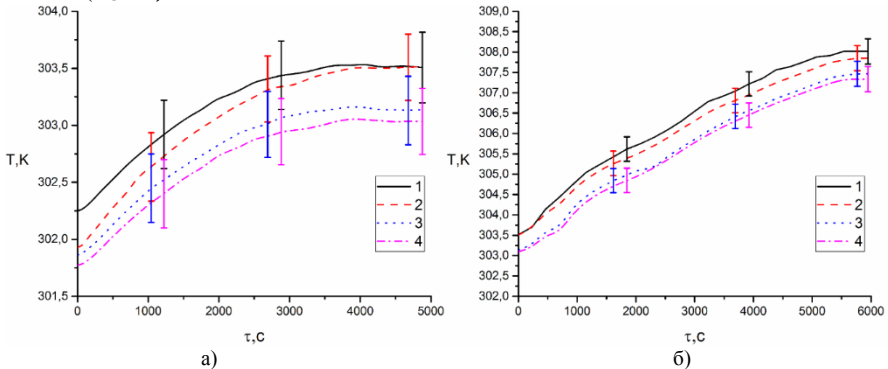




Анализ приведенных на рисунке 2 распределений во времени характерных температур в четырех точках установки термопар позволяет сделать несколько выводов. Первый – процесс выхода на стационарный режим температурных полей термосифона достаточно длительный во всем диапазоне изменения тепловых потоков на нагреваемой границе нижней крышки. Температуры во всех точках регистрации растут во времени в течение 3000 – 5000 секунд, но при этом подъем температур зависит от интенсивности нагрева. При $q=0,3$ кВт/м² температуры за 5000 секунд поднимаются на 4 К, а при $q=2,5$ кВт/м² – на 2,5 К. Важным при этом является то, что практически неизменными остаются во всем временном интервале (до 5000 с) разности показаний термопар, расположенных в характерных точках парового канала. То есть, например, разность температур между зонами испарения и конденсации (точнее между границами этих зон) составляет от 2 К до 2,3 К в интервале $0 < t < 7000$ секунд при $q=0,7$ кВт/м². Можно отметить, что установленная в экспериментах нестационарность температурных полей внутренней полости термосифона не является значительной и при анализе основных закономерностей работы термосифонов ее можно в первом приближении не учитывать.

В то же время необходимо уточнить, что изменение на 2–3 К температур пара и конденсата в паровом канале термосифона за 2,5 часа работы обусловлена постепенным прогревом стенок и крышки последнего. Кроме того, происходит подъем температуры воды в области нижней крышки, соответственно растут температуры поверхности испарения и пара. Также можно отметить, что при относительно высоких тепловых потоках $q = 2,5 - 9,5 \text{ кВт/м}^2$ кривые $T(\tau)$ становятся немонотонными. Этот эффект обусловлен, скорее всего, возникающими в термосифоне флуктуациями за счет интенсификации процесса испарения (увеличения скорости притока пара из зоны испарения и последующей турбулизации течения при больших значениях теплового потока). Эти результаты экспериментов дают основания для вывода о высокой вероятности перехода от ламинарного режима течения к турбулентному при движении пара в термосифоне с ростом интенсивности подвода теплоты в зону испарения и в предельном случае кипения. Можно заметить (рисунок 1 в, г)), что отклонения температур от монотонной кривой $T(\tau)$, зарегистрированные термопарами, составляют не более 0,5 К, что по существу соответствует погрешностям термопарных измерений. Но важным является то, что эти отклонения в отдельные интервалы времени проявляются отчетливо только при высоких q . На этом основании можно предположить, что отклонения температур от значений, соответствующих монотонной кривой $T(\tau)$, соответствуют периоду выхода процесса на стационарный режим при тепловых нагрузках, соответствующих интенсивному испарению воды. При температурах, близких к T кипения, кривые $T(\tau)$ являются по существу гладкими (в пределах инструментальных погрешностей). Соответственно, можно высказать гипотезу о том, что течение в паровом канале, скорее всего, происходит в турбулентном режиме, но после прогрева стенок термосифона (рисунок 1 д)) флуктуации температур пара во всех характерных сечениях не регистрируются.

На рисунке 3 приведены термограммы и перепады температур в термосифоне по высоте, полученные при проведении экспериментов в интервале тепловых нагрузок от 0,3 до 0,5 кВт/м² при объемах заполнения испарительной части на $\varepsilon=8\%$ другим теплоносителем с существенно отличающимися свойствами – Н-пентаном (C_5H_{12}).



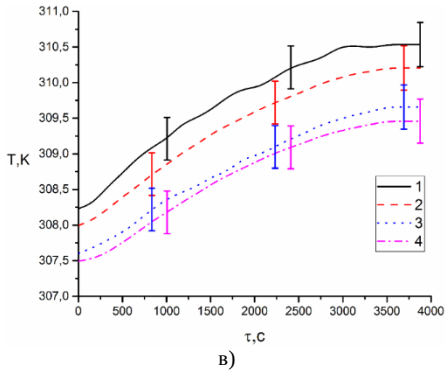


Рисунок 3 – Зависимости температур в характерных точках термосифона от времени при коэффициенте заполнения Н-пентаном термосифона 8% и тепловой нагрузке, а) $q=0,3$ кВт/м², б) $q=0,4$ кВт/м², в) $q=0,5$ кВт/м², (1 – слой теплоносителя; 2 – нижняя граница парового канала; 3 – центр парового канала; 4 – верхняя граница парового канала).

Анализ зависимостей, приведенных на рисунке 3, показал, что характер распределения температур в термосифоне аналогичен изменениям T при использовании дистиллированной воды, как теплоносителя. Также заметны небольшие флуктуации T для Н-пентана при тепловом потоке $q=0,4$ кВт/м² и выше. Это обусловлено тем, что рассматриваемая жидкость C_5H_{12} в отличие от дистиллированной воды имеет существенно более низкую температуру кипения (36,1°C). При подводе тепловой энергии, адекватной подводимой к дистиллированной воде, процесс испарения на границе раздела сред «жидкость – пар» протекает более интенсивно. В результате пар от нижней крышки к верхней движется существенно более быстро. Дальнейшее увеличение теплового потока (после достижения условий кипения) не приводит к существенному изменению характера распределения температур в характерных точках.

На рисунке 4 приведены зависимости перепада температур в термосифоне от теплового потока для дистиллированной воды и Н-пентана.

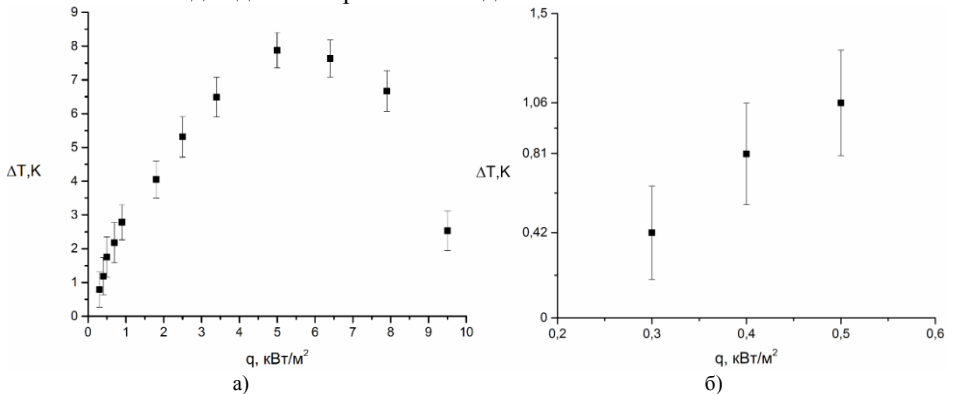


Рисунок 4 – Зависимости перепада температур в термосифоне от теплового потока при коэффициенте заполнения 8 %: а) дистиллированная вода, б) Н-пентан.

Анализируя зависимости перепада температур в термосифоне от теплового потока, представленные на рисунке 4а, можно сделать вывод, что с ростом q до 6,4 кВт/м² перепад T между нижней границей термосифона и верхней границей парового канала увеличивается, а при $q>6,4$ кВт/м² падает. Это обусловлено тем,

что с ростом тепловых потоков до предельного значения $q=9,5 \text{ кВт/м}^2$ последовательно растут температура воды в области нижней крышки, скорость испарения, скорость движения пара и его температура, а также скорость конденсации пара на верхней крышке. При умеренных температурах жидкой и паровой фаз скорость движения пара относительно невелика и перепады T по высоте канала составляют от 0,8 до 9 К. С ростом же q до значений, соответствующих кипению хладагента, скорость парообразования и, соответственно, оттока пара от поверхности раздела фаз максимальны. В результате более «горячий» пар быстрее перемещается от нижней крышки термосифона в зону конденсации, происходит более интенсивная конденсация и, соответственно, более интенсивное тепловыделение с ростом (по сравнению с малыми q) температуры конденсата на верхней крышке. Дальнейший рост q приводит к еще большим скоростям парообразования при кипении и конденсации пара на верхней крышке. В результате перепад температур по высоте падает до 3,28 К при $q=9,5 \text{ кВт/м}^2$. Полученные результаты дают основания для вывода о том, что в режиме кипения, предельном с одной стороны, и наиболее эффективном (с другой), гидродинамические процессы в паровом канале не играют большой роли в переносе теплоты по ТС. Другими словами, можно предположить, что расчет гидродинамики течения пара, скорее всего, нецелесообразен. Для обоснованного прогноза эффективности теплопереноса в термосифоне достаточно знать скорости испарения хладагента (и конденсации пара). В этом случае процедура расчета характеристик процесса теплопереноса в термосифоне может быть существенно упрощена, потому что будет необходимо математическое моделирование только процессов свободноконвективного теплопереноса в слое хладагента в нижней крышке и процессов кондукции на верхней крышке ТС, а также процессов испарения и конденсации на границах раздела фаз. Затраты времени на вычисление основных характеристик процесса при этом могут быть снижены во много раз. При относительно больших тепловых потоках ($q=9,5 \text{ кВт/м}^2$) перепад температуры в ТС снижается почти в 3 раза, по сравнению с тепловым потоком $q=5 \text{ кВт/м}^2$, что обусловлено, скорее всего, увеличением скорости перетока пара из зоны испарения в зону конденсации, что позволяет сделать вывод о практической значимости замкнутых двухфазных термосифонов, как саморегулируемого теплообменного аппарата. Чем больше выделяется теплоты от энергетического оборудования, тем интенсивнее работает термосифон.

Сравнительный анализ рисунка 4а и 4б показал, что при использовании дистиллированной воды, как основного хладагента, перепад T по высоте ТС значительно выше, чем для низкокипящей жидкости (Н-пентан), если рассматривать аналогичные режимы работы. Например, при $q=0,3 \text{ кВт/м}^2 \Delta T=0,8 \text{ К}$, $q=0,4 \text{ кВт/м}^2 \Delta T=1,2 \text{ К}$, $q=0,5 \text{ кВт/м}^2 \Delta T=1,7 \text{ К}$ при использовании дистиллированной воды. В то же время для Н-пентана при $q=0,3 \text{ кВт/м}^2 \Delta T=0,5 \text{ К}$, $q=0,4 \text{ кВт/м}^2 \Delta T=0,67 \text{ К}$, $q=0,5 \text{ кВт/м}^2 \Delta T=1,1 \text{ К}$. Этот результат позволяет сделать вывод, что при малых тепловых потоках ($q=0,3\text{--}0,5 \text{ кВт/м}^2$) на нижней крышке термосифона, интенсифицируется процесс переноса тепла из зоны испарения в зону конденсации низкокипящего хладагента, что приводит к более быстрому охлаждению нагретой поверхности энергонасыщенного оборудования, по сравнению с термосифоном с

дистиллированной водой в качестве теплоносителя, кипящего при низких температурах. Но в то же время – это может препятствовать конденсации паров хладагента (при интенсивном нагреве). Можно предположить, что возможно такое состояние термосифона (если он разогрет до $T_{кин}$ полностью), при котором процессы фазовых превращений прекращаются, и термосифон по существу перестает работать, т.е. легкокипящие жидкости не являются однозначно предпочтительными при выборе хладагента термосифона. С другой стороны, $T_{кин}$ теплоносителя не должна быть высокой, потому что в этом случае ТС также будет работать только при больших перегревах всей системы, что, как правило, нежелательно в большинстве практических приложений.

В третьей главе приведены физическая модель и математическая постановка задач нестационарной термогравитационной конвекции на основе системы нестационарных уравнений Навье-Стокса, энергии и теплопроводности в частных производных, а также методы ее решения. Верификация математической модели проводилась путем решения менее сложных задач. Приведены результаты численного анализа основных закономерностей процессов термогравитационной конвекции в двухфазных термосифонах.

Установлены характерные времена теплопереноса за счет теплопроводности в жидкости, находящейся в зоне испарения t_T , и характерные времена движения пара $t_{п}$ от поверхности парообразования до поверхности конденсации.

На основании анализа и обобщения результатов выполненных экспериментальных исследований сформулирована математическая модель, в которой учитываются только процессы теплопроводности и термогравитационной

конвекции в слое теплоносителя на нижней крышке ТС. Движение пара в паровом канале при анализе процессов теплопереноса в двухфазном термосифоне не рассматривается. Ниже приведено описание этой новой для теории термосифонов постановки задачи.

На рисунке 5 приведена область решения задачи теплопереноса в термосифоне. Принято, что подвод энергии в ТС осуществляется через границу $y=0$, $0 < x < x_2$. Внешние поверхности вертикальных стенок принимались теплоизолированными. На границе $y=y_5$, $0 < x < x_2$ учитывался конвективный теплообмен с окружающей средой. На границах раздела «металл – теплоноситель» приняты условия равенства температур и тепловых потоков (граничное условие четвертого рода).

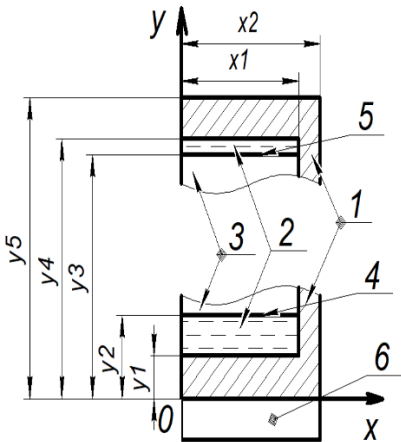


Рисунок 5 – Область решения: 1 – металлический корпус; 2 – слой конденсата; 3 – паровой канал; 4 – поверхность испарения; 5 – поверхность конденсации; 6 – тепловыделяющее оборудование.

Решение задачи теплопереноса в термосифоне в такой постановке сводится к решению теплопереноса за счет кондукции и конвекции для слоя теплоносителя на нижней крышке, а также теплопроводности для верхней и нижней крышек и слоя конденсата на верхней (рисунок 5);

На верхней границе слоя хладагента на нижней крышке ТС ($y = y_2$) учитывается испарение жидкости, на верхней крышке в нижней части слоя конденсата ($y = y_3$) конденсация пара. Связь между этими двумя задачами осуществляется через важнейшую характеристику процесса – массовую скорость испарения жидкости W_{iv} , которая рассчитывалась после определения температуры поверхности, на которой происходит испарение.

Безразмерные уравнения переноса вихря, Пуассона и энергии для газа в условиях естественной конвекции в слое теплоносителя и уравнения теплопроводности для стенок термосифона имеют вид:

$$\frac{\partial \Omega_2}{\partial \tau} + U_2 \frac{\partial \Omega_2}{\partial X} + V_2 \frac{\partial \Omega_2}{\partial Y} = \sqrt{\frac{\text{Pr}_2}{\text{Ra}_2}} \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial Y^2} \right) + \frac{\partial \Theta_2}{\partial X}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi_2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Psi_2}{\partial Y^2} = -\Omega_2, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \Theta_2}{\partial \tau} + U_2 \frac{\partial \Theta_2}{\partial X} + V_2 \frac{\partial \Theta_2}{\partial Y} = \frac{1}{\sqrt{\text{Ra}_2 \text{Pr}_2}} \cdot \left(\frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial Y^2} \right), \quad (3)$$

$$\frac{1}{\text{Fo}_1} \frac{\partial \Theta_1}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial Y^2}. \quad (4)$$

Начальные условия для уравнений (1 – 4):

$$\Psi(X, Y, 0) = \Omega(X, Y, 0) = 0, \quad \Theta_1(X, Y, 0) = \Theta_2(X, Y, 0) = 0, \quad (5)$$

Граничные условия для уравнений (1 – 4):

$$X = 0, \quad 0 < Y < Y_1 : \frac{\partial \Theta_1}{\partial X} = 0, \quad (6)$$

$$X = 0, \quad Y_1 < Y < Y_2 : \frac{\partial \Theta_2}{\partial X} = 0, \quad \begin{cases} \Psi_2 = 0, \\ \frac{\partial^2 \Psi_2}{\partial X^2} = 0, \end{cases} \quad (7)$$

$$X = X_2, \quad 0 < Y < Y_2 : \frac{\partial \Theta_1}{\partial X} = 0, \quad (8)$$

$$Y = 0, \quad 0 < X < X_2 : -\frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} = \text{Ki}, \quad (9)$$

$$0 < X < X_1 : \frac{\partial \Theta_2}{\partial Y} = \frac{Q_u W_u H}{\lambda(T_h - T_0)}, \quad \begin{cases} \frac{\partial^2 \Psi_2}{\partial Y^2} = 0, \\ \Psi_2 = 0, \end{cases} \quad (10)$$

$$Y = Y_2, \quad X_1 < X < X_2 : \frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} = 0, \quad (11)$$

$$X = X_1, \quad Y_1 < Y < Y_2 : \quad \begin{cases} \Theta_1 = \Theta_2, \\ \lambda_1 \frac{\partial \Theta_1}{\partial X} = \lambda_2 \frac{\partial \Theta_2}{\partial X}, \end{cases} \quad \begin{cases} \Psi_2 = 0, \\ \frac{\partial \Psi_2}{\partial X} = 0, \end{cases} \quad (12)$$

$$Y = Y_1, \quad 0 < X < X_1 : \quad \begin{cases} \Theta_1 = \Theta_2, \\ \lambda_1 \frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} = \lambda_2 \frac{\partial \Theta_2}{\partial Y}, \end{cases} \quad \begin{cases} \Psi_2 = 0, \\ \frac{\partial \Psi_2}{\partial Y} = 0, \end{cases} \quad (13)$$

$$W_\kappa = \frac{A(P_\mu - P_n)}{\sqrt{\frac{2\pi RT}{M}}} \quad (14)$$

$$P_\mu = P_0 \exp\left(-\frac{Q_\epsilon M}{RT}\right), \quad P_n = P_0 \exp\left(\frac{Q_\kappa M}{R} \left(\frac{1}{T_\mu} - \frac{1}{T_n}\right)\right), \quad (15)$$

Уравнение теплопроводности для материала верхней крышки:

$$\frac{1}{Fo_1} \frac{\partial \Theta_1}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial Y^2}. \quad (16)$$

Уравнение теплопроводности для слоя конденсата:

$$\frac{1}{Fo_2} \frac{\partial \Theta_2}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial Y^2}. \quad (17)$$

Начальные условия для системы уравнений (16 – 17):

$$\Theta_1(X, Y, 0) = \Theta_2(X, Y, 0) = 0, \quad (18)$$

Граничные условия для уравнений (16 – 17) имеют вид:

$$X = 0, \quad Y_3 < Y < Y_4 - Y_3 : \frac{\partial \Theta_2}{\partial X} = 0, \quad (19)$$

$$X = 0, \quad Y_4 < Y < Y_5 - Y_4 : \frac{\partial \Theta_1}{\partial X} = 0, \quad (20)$$

$$X = X_2, \quad Y_3 < Y < Y_5 - Y_3 : -\lambda \frac{\partial \Theta_1}{\partial X} = 0, \quad (21)$$

$$Y = Y_3, \quad 0 < X < X_1 : -\frac{\partial \Theta_2}{\partial Y} = \frac{Q_\kappa W_\kappa H}{\lambda(T_h - T_0)}, \quad (22)$$

$$Y = Y_3, \quad X_1 < X < X_2 - X_1 : \frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} = 0, \quad (23)$$

$$Y = Y_5, \quad 0 < X < X_2 : \frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} = Bi(\Theta_1 - \Theta_e), \quad (24)$$

$$X = X_1, \quad Y_3 < Y < Y_4 - Y_3 : \begin{cases} \Theta_1 = \Theta_2, \\ \lambda_1 \frac{\partial \Theta_1}{\partial X} = \lambda_2 \frac{\partial \Theta_2}{\partial X}, \end{cases} \quad (25)$$

$$Y = Y_4, \quad 0 < X < X_1 : \begin{cases} \Theta_1 = \Theta_2, \\ \lambda_1 \frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} = \lambda_2 \frac{\partial \Theta_2}{\partial Y}, \end{cases} \quad (26)$$

$$W_\kappa = \frac{A(P_n - P_n)}{\sqrt{\frac{2\pi RT}{M}}} \quad (27)$$

$$P_n = P_0 \exp\left(-\frac{Q_e M}{RT}\right), \quad P_n = P_0 \exp\left(\frac{Q_\kappa M}{R} \left(\frac{1}{T_n} - \frac{1}{T_n}\right)\right), \quad (28)$$

$$\text{где } Pr = \frac{\nu}{a} - \text{число Прандтля; } Ra = \frac{g_y \beta (T_h - T_0) H^3}{\nu a} - \text{число Рэлея; } Fo = \frac{a_1 t_0}{H^2} -$$

$$\text{число Фурье; } Ki = \frac{qH}{\lambda_1 (T_h - T_0)} - \text{критерий Кирпичева; } Bi = \frac{\alpha \cdot H}{\lambda_1} - \text{число Био; } X, Y -$$

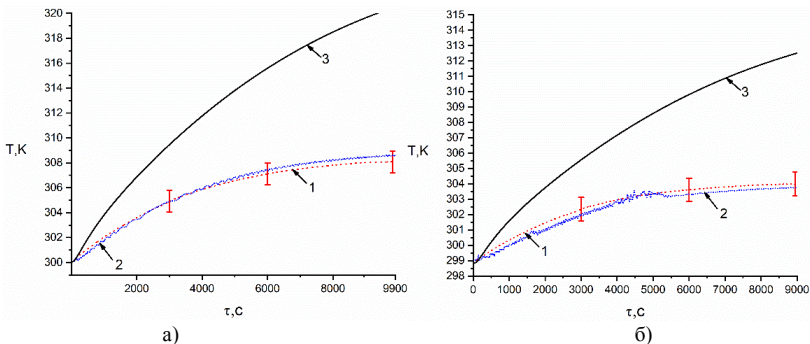
безразмерные координаты системы, соответствующие x, y ; $H = y_2 - y_1$ – характерный размер, м; t_0 – масштаб времени, с; τ – безразмерное время; u, v – скорости движения, м/с; U, V – безразмерные скорости соответствующие u, v ; V_m – масштаб скорости, м/с; T_0 – температура термосифона в начальный момент времени, К; T_h – температура кипения хладагента, К; Θ – безразмерная температура; ψ – функция тока, м²/с; ψ_0 – масштаб функции тока, м²/с; Ψ – безразмерный аналог ψ ; ω – завихренность, 1/с; ω_0 – масштаб завихренности, 1/с; Ω – безразмерный аналог ω . 1 – металл, 2 – теплоноситель

Дифференциальные уравнения в частных производных (1 – 4) и (16 – 17) с соответствующими начальными (5, 18) и граничными условиями (6 – 15, 19 – 28)

заменялись их разностными аналогами. Для перехода к разностной форме двумерных уравнений использовался локально-одномерный метод. Одномерные разностные уравнения решались методом прогонки с использованием неявной четырехточечной схемы, нелинейные алгебраические уравнения решались методом итерации. Сущность метода заключается в том, что шаг по времени реализуется в два этапа – дискретизация двумерного уравнения проводится по оси x , и решается одномерное уравнение, затем проводится дискретизация уравнения по направлению оси y , и решается одномерное уравнение с определением поля температуры на целом шаге по времени. Количество узлов по координатам x, y выбирались до 400, шаги по времени до 10^{-6} с. Малые значения шагов по времени выбирались в связи с тем, что в граничных условиях на поверхностях испарения и конденсации описываются процессы интенсивного поглощения (при испарении) и выделения теплоты (при конденсации) в одном узле разностной сетки по направлению y . Вычисления проводились сквозной прогонкой через всю область решения задачи. При решении уравнения Пуассона для функции тока использовался неявный метод переменных направлений. При записи граничного условия для вектора завихренности скорости использовалась формула Вудса второго порядка.

Численные исследования теплопереноса в закрытом двухфазном термосифоне в условиях отвода энергии от тепловыделяющей поверхности проводились в достаточно типичных диапазонах изменения тепловых потоков, соответствующих режимам работы энергетического оборудования. Тепловые потоки к нижней крышке ТС составляют в зависимости от условий теплопередачи от $0,4 \text{ кВт/м}^2$ до 2 кВт/м^2 при номинальных режимах работы. В качестве теплоносителя рассматривалась дистиллированная вода и Н-пентан. Коэффициенты заполнения и геометрические параметры термосифона выбирались такими же, как в проведенных экспериментах.

Основные результаты математического моделирования представлены в виде сравнения термограмм, полученных при численном моделировании процесса теплопереноса за счет кондукции и теплопереноса, с учетом термогравитационной конвекции и кондукции с результатами проведенных экспериментов при аналогичных заполнениях полости термосифона (дистиллированной водой и Н-



пентаном) в интервале тепловых потоков $q=0,3 - 1,8 \text{ кВт/м}^2$.

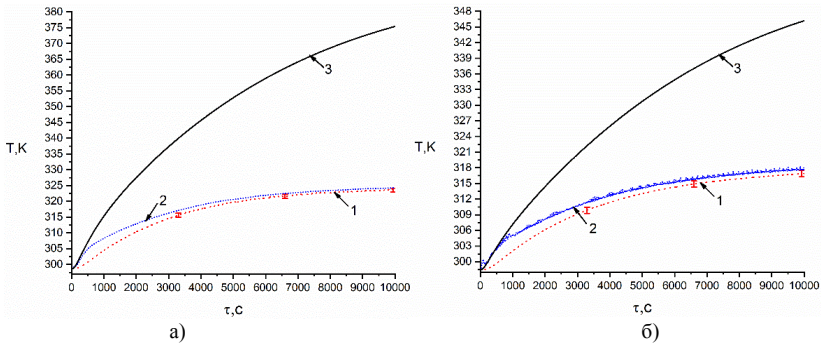


Рисунок 6 – Зависимости температуры в точке $x=0$ мм, $y=6$ мм слоя теплоносителя (дистиллированная вода) на нижней крышке термосифона от времени при коэффициенте заполнения термосифона 8% и тепловой нагрузке, а) $q=0,3$ кВт/м², б) $q=0,4$ кВт/м², в) $q=0,9$ кВт/м², г) $q=1,8$ кВт/м², (1 – эксперимент (-), 2 – численное решение в рамках модели (1–15) (- - -); 3 – решение уравнения теплопроводности для слоя теплоносителя (- - -)).

Из рисунка 6 видно, что значения температуры (кривая 2), полученные при численном моделировании (с использованием модели, учитывающей термогравитационную конвекцию), достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными (расхождение не более 5 %), в то время как значения температуры, полученные с учетом только кондукции в слое теплоносителя, отличаются от экспериментальных существенно. Разность температур (кривые 2 и 3) со временем растёт вплоть до выхода на стационарный режим.

На рисунке 7 приведены результаты сравнения температур в точке, расположенной на оси симметрии термосифона на расстоянии 6 мм от поверхности его нижней крышки, полученных при проведении численного анализа и установленных в экспериментах для Н-пентана.

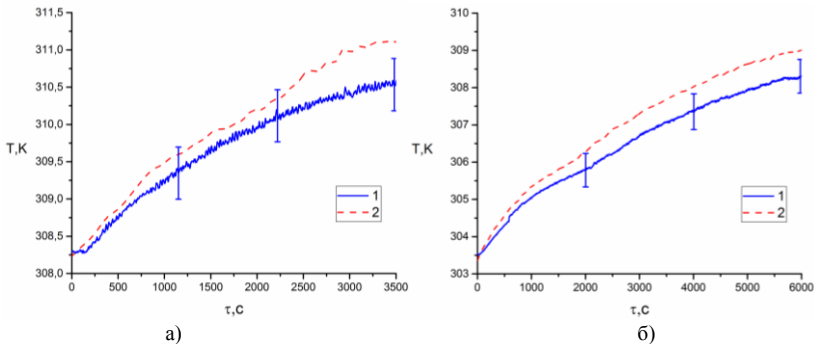


Рисунок 7 – Зависимости температуры в точке $x=0$ мм, $y=6$ мм от времени для слоя теплоносителя (Н-пентан), а) $q=0,4$ кВт/м², б) $q=0,5$ кВт/м², (1 – эксперимент, 2 – численное моделирование (- - -)).

Хорошо видно, что теоретический тренд $T(\tau)$ проходит несколько выше (на 0,5 К) экспериментального, но отклонения значений температур в каждый момент времени практически не выходят за границы доверительного интервала определения $T(\tau)$ при доверительной вероятности 0,95. Можно сделать вывод, что сформулированная в рамках разработанного авторами статьи нового подхода

математическая модель теплопереноса в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона хорошо соответствует реальному изучаемому процессу при достаточно типичных условия работы таких теплообменников. Можно также отметить, что в интервале τ от 0 до 3500 секунд температура в контролируемой точке растет, но это увеличение незначительно (менее 3 К).

Полученные результаты экспериментального исследования и математического моделирования дают возможность решить актуальную задачу теплотехники по созданию систем теплоснабжения будущего на основании использования геотермальной и петротермальной энергии.

При анализе процессов теплопереноса в каскаде термосифонов использованы для описания процессов переноса теплоты в слое теплоносителя на нижней крышке уравнение теплопроводности, в котором по аналогии с рядом других задач используется «эффективный» коэффициент теплопроводности, учитывающий не только кондукцию, но и конвекцию в соответствии с результатами численного моделирования представленными выше (рисунок 6, 7).

Результаты решения задачи теплопроводности с $\lambda\epsilon\phi$ были использованы при математическом описании процесса переноса теплоты через каскад термосифонов. Область моделирования приведена на рисунке 8. При постановке этой задачи основным допущением было предположение об идеальном контакте нижних и верхних торцевых поверхностей всех термосифонов каскада (кроме нижней границы первого и верхней границы последнего). При решении задачи теплопроводности для системы четырехслойных пластин использовались результаты решения задачи эффективной теплопроводности, а также экспериментальные данные по $\lambda\epsilon\phi$ паровых каналов термосифонов. Эти характеристики определяются с достаточно высокой достоверностью экспериментально.

Рассматривалась представительная группа (до 40) термосифонов большой высоты. В каждом выделялись четыре зоны существенно разной протяженности (толщины верхней и нижней крышек составляла 3 мм, толщина слоя теплоносителя на нижней крышке 20 мм, высота парового канала 10 мм). В рамках принятой физической модели задача теплопереноса в каждом отдельном термосифоне сводится к решению системы четырех уравнений теплопроводности (каждое уравнение описывает теплоперенос в одной из вышеупомянутых зон). На границах между отдельными слоями использованы граничные условия четвертого рода (аналогично на границах между термосифонами). В такой

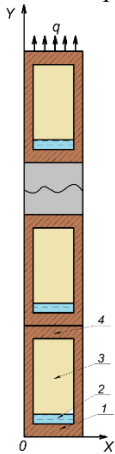


Рисунок 8 – Область решения: 1 – нижняя крышка; 2 – слой конденсата; 3 – паровой канал; 4 – верхняя крышка.

постановке задача сводится к системе уравнений: $C_{pi}\rho_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = \lambda_i \frac{\partial^2 T_i}{\partial y^2}$ $i = 1, \dots, 4$ для

каждого термосифона. На границе $x=0$ (нижняя граница крышки первого термосифона каскада) могут быть заданы граничные условия первого рода: $T(0, t) = T_{уст}$, где $T_{уст}$ – температура «горячей» воды на большой глубине залегания.

На границе между слоями термосифона: $\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial y} = \lambda_{i+1} \frac{\partial T_{i+1}}{\partial y}$, $T_i = T_{i+1}$. На верхней

границе верхней крышки последнего термосифона задаются граничные условия третьего рода: $\lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial y} = \alpha(T_n - T_e)$.

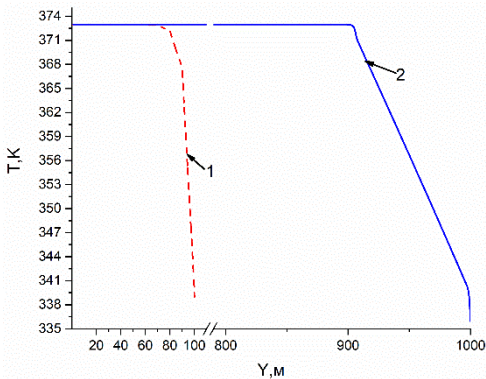


Рисунок 9 – Распределение температуры по высоте каскада термосифонов при $\tau=100000$ сек,

$\lambda_{эф.в.}=28$ Вт/(м·К) для хладагента и $\lambda_{эф.п.к.}=600$ Вт/(м·К) для парового канала: 1 – $h=100$ м; 2 – $h=1000$ м.

Результаты решения задачи приведены на рисунке 9 в виде распределений температур по высоте каскада (h) термосифонов при варьировании количества от 10 до 100 шт.

Результаты численного моделирования (рисунок 9) показывают, что при температуре геотермальной воды 373 К может быть достигнута температура верхней крышки термосифона около 336 К. Такая температуры в системе отопления является приемлемой для достаточно большого числа регионов, например, средней полосы России.

Необходимо отметить, что при постановке задачи было принято условие теплоизоляции внешней поверхности всех термосифонов (отсутствие потерь теплоты при ее подъеме с больших глубин). Кроме того, следует также отметить, что полученные результаты иллюстрируют принципиальную возможность использования геотермальной энергии с применением каскада термосифонов.

В заключении подведены основные итоги экспериментальных и теоретических исследований, сформулированы соответствующие выводы.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана методика проведения экспериментальных исследований по регистрации температурных полей в зонах испарения, транспорта и конденсации термосифона в условиях его работы в реальном для практики диапазоне изменения тепловых потоков от охлаждаемых технических устройств.

2. Экспериментально установлены значения температур в характерных сечениях парового канала достаточно типичного термосифона, на его верхней и

нижней крышках при тепловых нагрузках, соответствующих условиям работы энергонасыщенного оборудования.

3. При относительно небольших тепловых потоках $q=0,3-2,5$ кВт/м² перепад температуры в термосифоне составляет не более 5,5 К для дистиллированной воды.

4. При $q=0,3-0,5$ кВт/м² перепад T не превышает 1,5 К для Н-пентана, что свидетельствует о достаточно хорошей теплопередающей способности рассматриваемого теплообменного устройства.

5. При увеличении теплового потока от q 0,3 до 2,5 кВт/м² (почти в 10 раз) перепад температуры в термосифоне увеличивается всего на 4,5 К по продольной координате.

6. Установлено влияние основных факторов, таких как, величина теплового потока (до $q=1,8$ кВт/м²) от тепловыделяющего оборудования, коэффициента заполнения теплоносителя (4–16%), времени работы (до 5000–10000с) на формирование дифференциальных характеристик теплопереноса – температур нижней крышки и слоя теплоносителя.

7. Впервые на основании результатов выполненных экспериментов сформулирована математическая модель теплопереноса в термосифонах, отличающаяся от известных существенным упрощением основной системы уравнений в сочетании с адекватностью описания основных характеристик процесса – температур в характерных сечениях парового канала, зон испарения и конденсации.

8. Разработана по итогам анализа и обобщения результатов экспериментального исследования физическая модель процесса.

9. По результатам численного моделирования установлено хорошее соответствие вычисленных температур и зарегистрированных при проведении экспериментов. Обоснована возможность применения разработанной в диссертации математической модели для определения температурного поля в термосифонах.

10. Моделирование процессов теплопереноса в ТС возможно с достаточно высокой достоверностью без описания процессов движения пара в паровом канале, при решении задачи теплопереноса в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона и теплопроводности в этой крышке.

11. Обоснована возможность применения закрытого двухфазного термосифона как основного теплообменного устройства в системе охлаждения энергонасыщенного оборудования и в извлечении геотермальной энергии с больших глубин для передачи теплоты в систему теплоснабжения.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Кузнецов Г.В., Нурпейис А.Е. Экспериментальное определение температур в характерных сечениях рабочей зоны замкнутого двухфазного термосифона. Известия высших учебных заведений. Проблемы Энергетики. 2018;20(3-4):136-144. – 0,56 / 0,28 а.л.

2. Кузнецов Г. В., Нурпейис А. Е. Математическое моделирование температурных полей в характерных сечениях рабочей зоны замкнутого двухфазного термосифона / Г. В. Кузнецов, А. Е. Нурпейис // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть,

газ, энергетика. 2018. Том 4. № 1. С. 8-22. DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-1-8-22. – 0,92 / 0,46 а.л.

3. Максимов В.И., **Нурпейис А. Е.** Оценка эффективности замкнутых двухфазных термосифонов по результатам экспериментального определения температур в характерных сечениях рабочей зоны / В. И. Максимов, А. Е. Нурпейис // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2019. Том 5. № 1. С. 41-54. DOI: 10.21684/2411-7978-2019-5-1-41-54. – 0,86 / 0,43 а.л.

4. **Нурпейис А.Е.** Анализ возможного метода использования геотермальной энергии // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2019. Т. 330. № 7. С. 17–24. – 0,49 а.л.

5. Максимов В.И., **Нурпейис А.Е.** Новый подход к моделированию процесса формирования теплового режима термосифонов больших размеров для использования геотермальной теплоты // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2019. Т. 330. № 8. С. 78–86. – 0,56 / 0,28 а.л.

6. **Nurpeiis A.E.**, Mamontov G., Valieva L. Numerical analyses of the effect of a biphasic thermosyphon vapor channel sizes on the heat transfer intensity when heat removing from a power transformer of combined heat and power station // MATEC Web of Conferences Thermophysical Basis of Energy Technologies. 2016. V 92. Article Number 01058. – 5 p. – 0,31 / 0,16 а.л.

7. **Nurpeiis A.E.** Mathematical modeling of heat transfer in closed two-phase thermosyphon / A.E. Nurpeiis. // EPJ Web of Conferences. 2014. Vol. 76. Thermophysical Basis of Energy Technologies. Article Number 01016. – 6 p. – 0,37 а.л.

8. **Nurpeiis A.E.**, Nemova T.N. The opportunity analyses of using thermosyphons in cooling systems of power transformers on thermal stations. // MATEC Web of Conferences. Heat and mass transfer in the system of thermal modes of energy – Technical and technological equipment. 2016. V. 72. Article Number 01077. – 7 p. – 0,43 / 0,3 а.л.

9. D.V. Feoktistov, E.A. Vympin, **A.E. Nurpeiis.** Experimental research of thermophysical processes in a closed two-phase thermosyphon / A.E. Nurpeiis, D.V. Feoktistov, E.A. Vympin, // MATEC Web of Conferences. 2016. V. 72. Heat and Mass Transfer in the System of Thermal Modes of Energy – Technical and Technological Equipment. Article Number 01081. – 5 p. – 0,31 / 0,1 а.л.

10. K. O. Ponomarev, E. G. Orlova, **A. E. Nurpeiis.** Experimental study of thermosyphon operation when cooling the condensation part by drop irrigation // MATEC Web of Conferences. 2017. V. 92: Thermophysical Basis of Energy Technologies. Article Number 01006. – 4 p. – 0,25 / 0,12 а.л.

11. **A. E. Nurpeiis**, E. G. Orlova, K. O. Ponomarev. An experimental study of the influence of a thermosyphon filling ratio on a temperature distribution in characteristic points along the vapor channel height // MATEC Web of Conferences. – Les Ulis: EDP Sciences. 2017. V. 110: Heat and Mass Transfer in the Thermal Control System of Technical and Technological Energy Equipment. Article Number 01062. – 5 p. – 0,31 / 0,15 а.л.

12. K. O. Ponomarev, E. G. Orlova, **A. E. Nurpeiis**. Critical heat flux density in diphasic thermosyphons // MATEC Web of Conferences. Les Ulis: EDP Sciences. 2017. Vol. 110: Heat and Mass Transfer in the Thermal Control System of Technical and Technological Energy Equipment. Article Number 01064. – 6 p. – 0,37 / 0,12 а.л.

13. **Nurpeiis A.E.**, Nemova T.N., Ponomarev K. O. Peculiarities of temperature fields formation in vapor channels of thermosyphons with heat carriers boiling at low temperatures // MATEC Web of Conferences. 2017. Vol. 141. The Fifth International Youth Forum “Smart Grids 2017”. Article Number 01005. – 4 p. – 0,25 / 0,12 а.л.

14. **Nurpeiis A.E.**, Orlova E. G., Mamontov G., Experimental study of temperatures in characteristic sections of the working zone of a closed two-phase thermosyphon under the condition of a heat removal by external periphery // MATEC Web of Conferences. 2017. Vol. 141. The Fifth International Youth Forum “Smart Grids 2017”. Article Number 01006. – 5 p. – 0,31 / 0,16 а.л.

15. **Нурпейис А.Е.**, Валиева Л. Е. Математическое моделирование теплопереноса в двухфазном термосифоне в диапазоне типичных тепловых потоков от поверхности масляного бака трансформатора ТЭС // Интеллектуальные энергосистемы: труды IV Международного молодёжного форума. 2016. Т. 3. С. 6 – 8. – 0,18 / 0,17 а.л.

16. **Нурпейис А.Е.** Математическое моделирование теплопереноса в двухфазном термосифоне / А.Е. Нурпейис, Г.В. Кузнецов; науч. рук. Г.В. Кузнецов // Интеллектуальные энергосистемы: труды III Международного молодежного форум / НИТПУ. – 2015. – Т.1. – с. 39–42. – 0,25 а.л.

17. **Нурпейис А.Е.** Тепломассоперенос при образовании парового сегмента в процессе кипения / А.Е. Нурпейис // Химическая физика и актуальные проблемы энергетики; сборник тезисов и докладов Всероссийской молодежной конференции / НИТПУ. – 2012 г. – с. 202–203. – 0,12 а.л.

18. **Нурпейис А.Е.** Математическое моделирование теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне / А.Е. Нурпейис // Перспективы развития фундаментальных наук: сборник научных трудов XI Международной конференции студентов и молодых ученых, г.Томск, 22–25 апреля 2014г. / НИТПУ. – Томск: Изд-во ТПУ, 2014. С. 642–644. – 0,18 а.л.