

На правах рукописи



Аль-Ани Мааз Абдулвахед Зиб

**ОСОБЕННОСТИ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В
ТЕРМОСИФОНАХ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В
ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОМ ОБОРУДОВАНИИ**

Специальность 05.14.14 – Тепловые электрические станции, их
энергетические системы и агрегаты
01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Томск – 2011

Работа выполнена на кафедре «Атомные и тепловые электрические станции» Энергетического института Государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет»

Научный руководитель: доктор физико-математических наук, профессор
Кузнецов Гений Владимирович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Лебедев Виталий Матвеевич

доктор технических наук, с.н.с.
Богомоллов Александр Романович

Ведущая организация: Сибирский федеральный университет

Защита состоится «01» июля 2011 г. в 10 ч. на заседании совета по защите докторских и кандидатских диссертаций Д 212.269.13 при ГОУ ВПО Национальном исследовательском Томском политехническом университете по адресу: 634050, г. Томск, ул. Усова, 7, ауд.217.

С диссертацией можно ознакомиться в Научно-технической библиотеке ГОУ ВПО НИ ТПУ.

Автореферат разослан «30» мая 2011 г.

Ученый секретарь
совета по защите докторских
и кандидатских диссертаций Д 212.269.13
кандидат технических наук, доцент



А.С. Матвеев

Общая характеристика работы

Актуальность темы. Одной из основных задач, возникающих при проектировании энергетического оборудования ТЭС, работающего в условиях высоких давлений и температур, является обеспечение оптимальных тепловых режимов такого оборудования. При этом используемые системы охлаждения (например, лопаток газовых турбин воздухом) приводят к снижению эффективности работы газотурбинных установок в целом.

Решение этой задачи возможно с использованием достаточно широкого набора систем и устройств регулирования тепловых режимов. Одним из таких устройств, возможность применения которого для охлаждения лопаток турбин изучалась достаточно интенсивно еще в 60-е годы прошлого века, является двухфазный термосифон. Но до настоящего времени эти устройства в промышленности вообще и в теплоэнергетике, в частности, используются мало, хотя выполнены многочисленные экспериментальные исследования, подтверждающие высокую (или даже очень высокую) теплопередающую способность термосифонов. Во многом это объясняется тем, что не разработана теория теплопереноса в таких устройствах, описывающая весь комплекс взаимосвязанных процессов переноса энергии в паровом канале, пленке жидкого теплоносителя, стекающего по стенкам, и в корпусе цилиндра, являющегося основным конструктивным элементом термосифона. Отдельные решения частных задач выполнены в постановках, не учитывающих сопряженность – взаимное влияние процессов теплопереноса в паровой и жидкой фазах, а также в корпусе устройства.

Для обоснования возможности применения термосифонов при регулировании тепловых режимов отдельных элементов энергетического оборудования ТЭС необходимо построение опирающейся на минимальный объем эмпирической информации теории тепломассопереноса в термосифоне как в системе, состоящей из ряда её взаимодействующих составляющих: источник подвода энергии, зоны испарения и конденсации, паровой канал, пленка стекающего под действием силы тяжести конденсата, корпус термосифона, теплопередающие торцовые элементы корпуса. Проведение экспериментальных исследований на уровне, обеспечивающем достоверный прогноз работоспособности термосифонов в условиях, соответствующих режимам работы энергетического оборудования ТЭС, представляется весьма трудоемким, затратным и не гарантирующим оптимального результата. Сложный комплекс взаимосвязанных процессов в термосифонах невозможно анализировать аналитическими методами. Единственным реальным методом исследования рассматриваемой проблемы является численное моделирование. До настоящего времени не известны результаты численных исследований основных закономерностей тепломассопереноса в термосифонах применительно к условиям работы систем обеспечения теплового режима основного оборудования тепловых электрических станций.

На основании анализа литературы по рассматриваемой проблеме можно сделать вывод о том, что проведение опытно-конструкторских работ по масштабному внедрению термосифонов в теплоэнергетике сдерживается в основном отсутствием теории, позволяющей проводить объективный анализ условий работы и эффективности применения термосифонов в теплоэнергетическом оборудовании.

Цель диссертационной работы – заключается в математическом моделировании гидродинамики и теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне, являющемся одним из перспективных элементов систем охлаждения энергетического оборудования ТЭС: газовых турбин, трансформаторов, магнитопроводов статоров генераторов, а также оборудования, находящегося под напряжением (выводы, шины и т.п.), конденсаторов и оценка возможности использования термосифонов в качестве основного элемента систем обеспечения стабильности теплового режима энергетического оборудования тепловых электрических станций.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи.

1. Создание математической модели сопряженного теплопереноса в двухфазных термосифонах различной конфигурации, учитывающих дискретность области решения задачи, наличие парового канала, пленки конденсата, корпуса термосифона, зон испарения и конденсации.
2. Численные исследования основных закономерностей гидродинамики и теплопереноса в термосифонах для режимов вынужденной, смешанной и естественной конвекции при тепловых нагрузках, характерных для теплоэнергетического оборудования (лопаток газовых турбин, трансформаторов, магнитопроводов статоров генераторов).
3. Оценка возможности использования термосифонов в качестве основного элемента систем охлаждения энергетического оборудования тепловых электрических станций.

Научная новизна работы. Впервые решена задача сопряженного теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне с использованием математической модели, учитывающей процессы переноса массы, импульса и энергии в паровом канале и пленке конденсата, а также перенос тепла в корпусе термосифона. В результате проведенных исследований получены зависимости основных параметров течения пара в канале термосифона (скорость, температура, функция тока) от параметров рабочего тела, а также от интенсивности испарения, величины теплового потока в зоне испарения для режимов вынужденной, смешанной и естественной конвекции. Представлены обоснования возможности использования термосифонов для систем

обеспечения нормативных тепловых режимов энергетического оборудования тепловых электрических станций.

Практическая значимость работы Создан вычислительный комплекс для моделирования режимов теплопереноса в двухфазных термосифонах. Установлена возможность использования термосифонов для устойчивого охлаждения основных элементов энергетического оборудования тепловых электрических станций (лопаток газовых турбин, трансформаторов, генераторов, конденсаторов). Полученные новые численные результаты могут быть использованы для совершенствования конструктивных элементов систем охлаждения энергетического оборудования электрических станций, а также позволят прогнозировать оптимальные режимы теплопереноса в термосифонах различного назначения.

Результаты выполненных исследований используются в Национальном исследовательском Томском политехническом университете при подготовке магистров техники и технологии по направлению «Теплоэнергетика» при ведении занятий по дисциплинам «Математическое моделирование и алгоритмизация задач теплоэнергетики», «Математические модели динамических систем», «Тепловые и атомные электрические станции».

Тема диссертации соответствует приоритетному направлению развития науки в Российской Федерации «Энергетика и энергосбережение».

Часть исследований, которые вошли в диссертацию, была выполнена в рамках реализации ФЦП “Научные и научно-педагогические кадры инновационной России” на 2009–2013 годы (ГК № П2225).

Достоверность полученных результатов. Обоснованность научных положений и выводов, сформулированных в работе, подтверждается результатами тестирования разработанных метода и алгоритма на решении ряда менее сложных задач и сопоставлением результатов с экспериментальными данными и численными исследованиями других авторов, опубликованных в международных журналах: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*.

Положения, выносимые на защиту

1. Математическая модель теплопереноса в двухфазных термосифонах применительно к системам охлаждения энергетического оборудования тепловых электрических станций в переменных “функция тока – завихренность – температура”.
2. Алгоритм решения сопряженных задач конвективного теплопереноса в двухфазных термосифонах систем охлаждения энергетического оборудования тепловых электрических станций.
3. Результаты численного моделирования нестационарных режимов конвективного теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне

применительно к режимам работы лопаток газовых турбин, трансформаторов, генераторов и конденсаторов тепловых электрических станций.

4. Обоснование возможности использования термосифонов для охлаждения основных элементов энергетического оборудования тепловых электрических станций.

Личный вклад автора состоит в постановке задачи, разработке метода и алгоритма её решения, проведении численного анализа исследуемых процессов, обработке и обобщении результатов теоретических исследований, а также формулировке основных выводов диссертационной работы.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертации докладывались и обсуждались на the 1st International Conference on Plant Equipment and Reliability (Малайзия, 2008), на XVI и XVII Международных научно-практических конференциях студентов, аспирантов и молодых ученых «Современные техника и технологии» (Томск, 2010, 2011), на Всероссийской научно-практической конференции «Теплофизические основы энергетических технологий» (Томск, 2010), на IX Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием «Молодежь и современные информационные технологии» (Томск, 2011).

Публикации. Основные результаты диссертации представлены в 12 работах, список которых приведён в конце автореферата. Четыре статьи опубликованы в журналах, рекомендованных ВАК РФ для публикации материалов докторских и кандидатских диссертаций. Одна статья опубликована в зарубежном рецензируемом журнале.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, 3-х глав, основных выводов, библиографического списка, включающего 125 наименования. Изложена на 142 страницах машинописного текста, включает 66 рисунков и 2 таблицы.

Краткое содержание работы

Во **введении** обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулирована цель и основные решаемые задачи, отражена практическая значимость и новизна полученных результатов, представлены защищаемые автором положения.

Первая глава отражает современные тенденции развития теоретических и экспериментальных исследований в области гидродинамики и теплопереноса в термосифонах применительно к условиям работы теплоэнергетического оборудования.

Во **второй главе** приведены описания постановок и методов решения сопряженных задач конвективного теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне в декартовой и в цилиндрической системах координат в условиях

вынужденной, смешанной и естественной конвекции. Проведено описание используемого для решения сформулированных краевых задач численного метода. Для верификации разработанного вычислительного алгоритма решены тестовые задачи, результаты решения которых показали достаточно хорошее согласование с данными других авторов.

Анализ литературы по рассматриваемой проблеме показывает, что несмотря на разнообразные возможные варианты использования термосифонов можно считать базовыми для любых приложений две основные конфигурации таких устройств – термосифоны в виде полых цилиндров и прямоугольного поперечного сечения. Последняя конфигурация во многих случаях является предпочтительнее в связи с возможностью обеспечения хорошего контакта с зоной охлаждения на большой площади без каких-либо дополнительных переходных устройств. В то же время и цилиндрические термосифоны могут применяться в некоторых системах охлаждения, хотя для теплоэнергетики наиболее привлекательными являются термосифоны прямоугольного поперечного сечения. В связи с вышеизложенным, в диссертации рассмотрены обе конфигурации. Важным при постановке задачи, по мнению автора диссертации, является также максимальная дискретизация области исследования по зонам основных физических процессов (паровой канал, пленка конденсата, стенка термосифона, зоны испарения и конденсации, границы раздела «пар - жидкость», «жидкость - стенка»).

Из анализа литературы также следует целесообразность рассмотрения при моделировании процессов теплопереноса в термосифонах режимов не только вынужденной, но смешанной и естественной (применительно к аварийным режимам работы систем охлаждения энергетического оборудования) конвекции. Соответственно при постановке задачи рассматривались все три режима конвекции.

Математическая постановка решенной в диссертации основной задачи конвективного теплопереноса в безразмерных переменных в декартово-цилиндрической системе координат имеет вид:

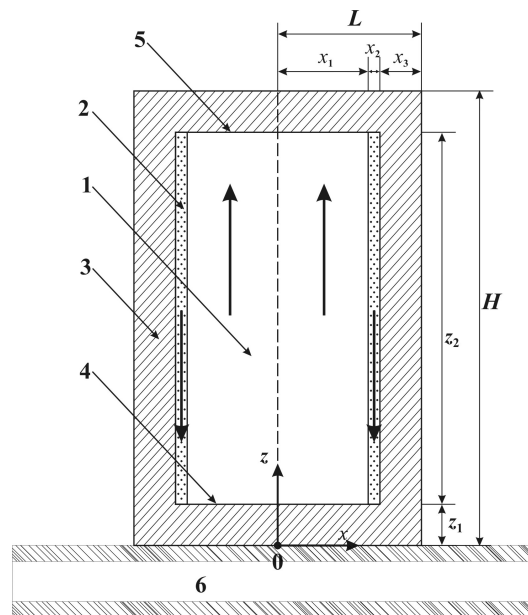


Рис. 1 – Принципиальная схема работы термосифона, 1 – пар, 2 – пленка жидкости, 3 – металлический корпус, 4 – поверхность испарения, 5 – поверхность конденсации, 6 – Контур движения охладителя элемента энергетического оборудования.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Omega_1}{\partial \tau} + \frac{1}{X^\kappa} \left(\frac{\partial \Psi_1}{\partial Z} \frac{\partial \Omega_1}{\partial X} - \frac{\partial \Psi_1}{\partial X} \frac{\partial \Omega_1}{\partial Z} \right) &= \mathfrak{G}_1^{\text{nc}} \left[\frac{1}{X^\kappa} \frac{\partial}{\partial X} \left(X^\kappa \frac{\partial \Omega_1}{\partial X} \right) + \frac{\partial^2 \Omega_1}{\partial Z^2} \right] + \\ &+ \kappa \frac{\Omega_1}{X^2} \left(\frac{\partial \Psi_1}{\partial Z} - \mathfrak{G}_1^{\text{nc}} \right) + \mathfrak{G}_{\text{fc}} \frac{\partial \Theta_1}{\partial X}; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi_1}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Psi_1}{\partial Z^2} - \frac{\kappa}{X} \frac{\partial \Psi_1}{\partial X} = -X^\kappa \Omega_1; \quad (2)$$

$$\frac{\partial \Theta_1}{\partial \tau} + \frac{1}{X^\kappa} \left(\frac{\partial \Psi_1}{\partial Z} \frac{\partial \Theta_1}{\partial X} - \frac{\partial \Psi_1}{\partial X} \frac{\partial \Theta_1}{\partial Z} \right) = \frac{\mathfrak{G}_1^{\text{nc}}}{\text{Pr}_1} \left[\frac{1}{X^\kappa} \frac{\partial}{\partial X} \left(X^\kappa \frac{\partial \Theta_1}{\partial X} \right) + \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial Z^2} \right]; \quad (3)$$

$$\begin{aligned} V_2 &= \frac{\varphi - \rho_2 g_y}{(2 + 2\kappa) \mu_2 V_0} z_2^2 (X_1 + X_2 - X) + \\ &+ C_1 \left[(1 - \kappa) (X_1 + X_2 - X) + \kappa \ln(X_1 + X_2 - X) \right] + C_2; \end{aligned} \quad \Psi_2 = \int_{X_1}^{X_1 + X_2} V_2 dX; \quad (4)$$

$$\frac{\partial \Theta_2}{\partial \tau} = \frac{\mathfrak{G}_2^{\text{nc}}}{\text{Pr}_2} \left[\frac{1}{X^\kappa} \frac{\partial}{\partial X} \left(X^\kappa \frac{\partial \Theta_2}{\partial X} \right) + \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial Z^2} \right]; \quad (5)$$

для оболочки термосифона:

$$\frac{\partial \Theta_3}{\partial \text{Fo}} = \frac{1}{X^\kappa} \frac{\partial}{\partial X} \left(X^\kappa \frac{\partial \Theta_3}{\partial X} \right) + \frac{\partial^2 \Theta_3}{\partial Z^2}; \quad (6)$$

где X , Y – поперечная (радиальная) и продольная (осевая) оси декартовой (цилиндрической) системы координат; $\kappa = 0$ – для плоского течения; $\kappa = 1$ – для осесимметричного течения;

$$\mathfrak{G}_i^{\text{nc}} = \begin{cases} \sqrt{\frac{\text{Pr}_i}{\text{Ra}_i}} & \text{– в случае естественной конвекции,} \\ \frac{1}{\text{Re}_i} & \text{– в случае вынужденной или смешанной конвекции,} \end{cases} \quad i = 1, 2;$$

$$\mathfrak{G}_{\text{fc}} = \begin{cases} 1 & \text{– в случае естественной конвекции,} \\ \frac{\text{Ra}_1}{\text{Pr}_1 \cdot \text{Re}_1^2} & \text{– в случае вынужденной или смешанной конвекции;} \end{cases}$$

$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}$ – число Прандтля, ν – коэффициент кинематической вязкости; a –

коэффициент температуропроводности, $\text{Fo} = \frac{a_3 t_0}{z_2^2}$ – число Фурье,

$\text{Ra} = \frac{g_y \beta (T_h - T_c) z_2^3}{\nu a}$ – число Рэлея, τ – безразмерное время; V_0 – масштаб скорости (скорость конвекции); Θ – безразмерная температура; Ψ –

безразмерный аналог функции тока; Ω – безразмерный аналог вектора вихря; $Re_1 = W_{исп} z_2 / \nu$ – числа Рейнольдса; $W_{исп}$ – скорость испарения жидкости. Постоянные C_1, C_2 определяются из граничных условий.

Анализа интенсивности теплообмена на поверхностях конденсации и испарения проводился по значениям среднего числа Нуссельта $\overline{Nu} = \int_0^{x_1} \left| \frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} \right| dX$.

Начальные условия для системы уравнений (1) – (6):

$$\Psi(X, Z, 0) = \Omega(X, Z, 0) = \Theta(X, Z, 0) = 0.$$

Граничные условия:

$$X = 0, \quad \frac{z_1}{z_2} \leq Z \leq \frac{z_1 + z_2}{z_2}, \quad \frac{\partial \Theta}{\partial X} = 0, \quad \Psi = 0;$$

$$X = \frac{L}{z_2}, \quad 0 \leq Z \leq \frac{H}{z_2}, \quad \frac{\partial \Theta}{\partial X} = 0;$$

$$X = \frac{x_1}{z_2}, \quad \frac{z_1}{z_2} \leq Z \leq \frac{z_1 + z_2}{z_2}, \quad \begin{cases} \Theta_1 = \Theta_2, \\ \frac{\partial \Theta_1}{\partial X} = \lambda_{2,1} \cdot \frac{\partial \Theta_2}{\partial X}, \end{cases} \quad \begin{cases} \Omega_1 = \mu_{2,1} \Omega_2, \\ \frac{\partial \Psi_1}{\partial X} = \frac{\partial \Psi_2}{\partial X}; \end{cases}$$

$$X = \frac{x_1 + x_2}{z_2}, \quad \frac{z_1}{z_2} \leq Z \leq \frac{z_1 + z_2}{z_2}, \quad \begin{cases} \Theta_2 = \Theta_3, \\ \frac{\partial \Theta_2}{\partial X} = \lambda_{3,2} \cdot \frac{\partial \Theta_3}{\partial X}, \end{cases} \quad \begin{cases} \Psi = 0; \\ \frac{\partial \Psi}{\partial X} = 0; \end{cases}$$

$$Z = 0, \quad 0 \leq X \leq \frac{L}{z_2}, \quad \Theta = \Theta_h;$$

$$Z = \frac{H}{z_2}, \quad 0 \leq X \leq \frac{L}{z_2}, \quad \frac{\partial \Theta}{\partial Z} = Bi(\Theta_e - \Theta);$$

$$Z = \frac{z_1}{z_2}, \quad 0 \leq X \leq \frac{x_1}{z_2}, \quad \begin{cases} \Theta_3 = \Theta_1, \\ -\frac{\partial \Theta_3}{\partial Z} = -\lambda_{1,3} \cdot \frac{\partial \Theta_1}{\partial Z} - \check{Q}_{исп} W_{исп}; \end{cases}$$

$$Z = \frac{z_1 + z_2}{z_2}, \quad 0 \leq X \leq \frac{x_1}{z_2}, \quad \begin{cases} \Theta_1 = \Theta_3, \\ -\frac{\partial \Theta_1}{\partial Z} = -\lambda_{3,1} \cdot \frac{\partial \Theta_3}{\partial Z} + \check{Q}_{кон} W_{кон}, \end{cases}$$

где $\lambda_{2,1} = \lambda_2 / \lambda_1$ – относительный коэффициент теплопроводности; $\mu_{2,1} = \mu_2 / \mu_1$ – относительный коэффициент динамической вязкости; $\check{Q}_{исп}$, $\check{Q}_{кон}$ и $W_{исп}$, $W_{кон}$ – безразмерные теплоты и скорости испарения и конденсации, $Bi = \frac{\alpha z_2}{\lambda_3}$ – число

Био, Θ_e – безразмерная температура окружающей среды.

Сформулированная краевая задача с соответствующими начальными и граничными условиями решена методом конечных разностей на равномерной сетке 200×300 узлов с использованием неявной двухслойной схемы. Для аппроксимации конвективных слагаемых применялась модифицированная с учетом особенностей анализируемого процесса монотонная аппроксимация А.А. Самарского второго порядка точности, для диффузионных слагаемых – симметричные разности. Уравнения параболического типа решались на основе локально одномерной схемы А.А. Самарского. Аппроксимация уравнения для функции тока (2) проводилась с помощью пятиточечного шаблона “крест”. Для решения полученной системы алгебраических уравнений применялся метод Гаусса-Зейделя, ускорение которого достигалось за счет использования метода верхней релаксации. Оптимальное значение параметра релаксации выбиралось на основе вычислительных экспериментов.

В **третьей главе** представлены результаты численных исследований теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне. Проведен анализ термогидродинамических особенностей исследуемого процесса при тепловых потоках в зоне испарения, соответствующих условиям работы теплоэнергетического оборудования. Выполнены численные исследования сопряженной вынужденной, смешанной и естественной конвекции в двухфазном термосифоне и рассмотрены варианты использования термосифонов в системах охлаждения лопаток газовых турбин, конденсаторов, генераторов и трансформаторов тепловых электрических станций.

Численные исследования проведены для термосифонов прямоугольной формы и цилиндрической со стальными стенками. В качестве рабочей жидкости рассматривались вода и специальные хладагенты на основе щелочных металлов. Были выбраны типичные геометрические характеристики термосифона: высота – 100 мм, внутренний характерный поперечный размер – 25 мм, толщина стенок – 2.5 мм.

Проведен анализ режимов вынужденной и смешанной конвекции при различных значениях тепловых потоков в зону испарения.

Рассмотрена возможность использования двухфазного термосифона для охлаждения лопаток газовых турбин, когда тепло, поступающее с лопатки турбины к термосифону, утилизируется вторичным хладагентом рис.2.

На рис.3,4 приведены характерные линии тока, поля скорости и изотермы при температуре в зоне испарения термосифона 785°C . Анализ проведен при различных значениях ускорения, рассчитанных по скорости вдува паров хладагента с поверхности испарения и характеризующих интенсивность теплоотвода из области высоких температур.

Распределение температуры по высоте на рис. 5 показывает масштабы влияния ускорения на температурные поля в областях, прилегающих к зонам испарения и конденсации теплоносителя. Процесс испарения на границе $Z = 0.015$ приводит к резкому снижению T области парового канала, прилегающей к этой зоне. При этом увеличение теплового потока к поверхности фазового перехода

приводит к некоторому росту температуры (как и можно было предполагать), но все выделенные закономерности сохраняются. Рис. 6 показывает влияние числа Рейнольдса на безразмерный коэффициент теплоотдачи Nu . Видно, что повышение интенсивности испарения в 1.5 раза приводит к существенному увеличению Nu . В целом происходит интенсивный теплоотвод от нагреваемой поверхности нижней крышки термосифона. Достигнутые значения среднего числа Нуссельта соответствуют высокой эффективности работы термосифонов. Можно сделать вывод о возможности использования таких тепловых труб для охлаждения рассматриваемых элементов энергетического оборудования ТЭС. На рис. 5 и последующих цифрами 1 и 2 обозначены нижняя и верхняя крышка термосифона.

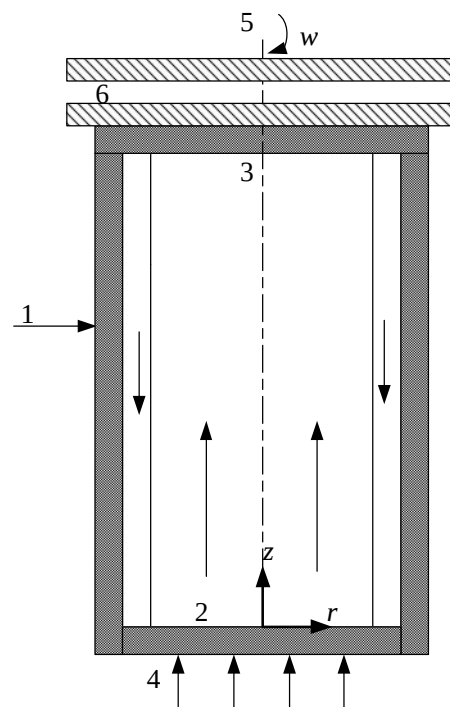


Рис. 2 – Термосифон системы охлаждения лопаток газовых турбин, где 1 – корпус термосифона, 2 – зона испарения, 3 – зона конденсации, 4 – тепловой поток от газа, 5 – ротор, 6 – канал с охладителем.

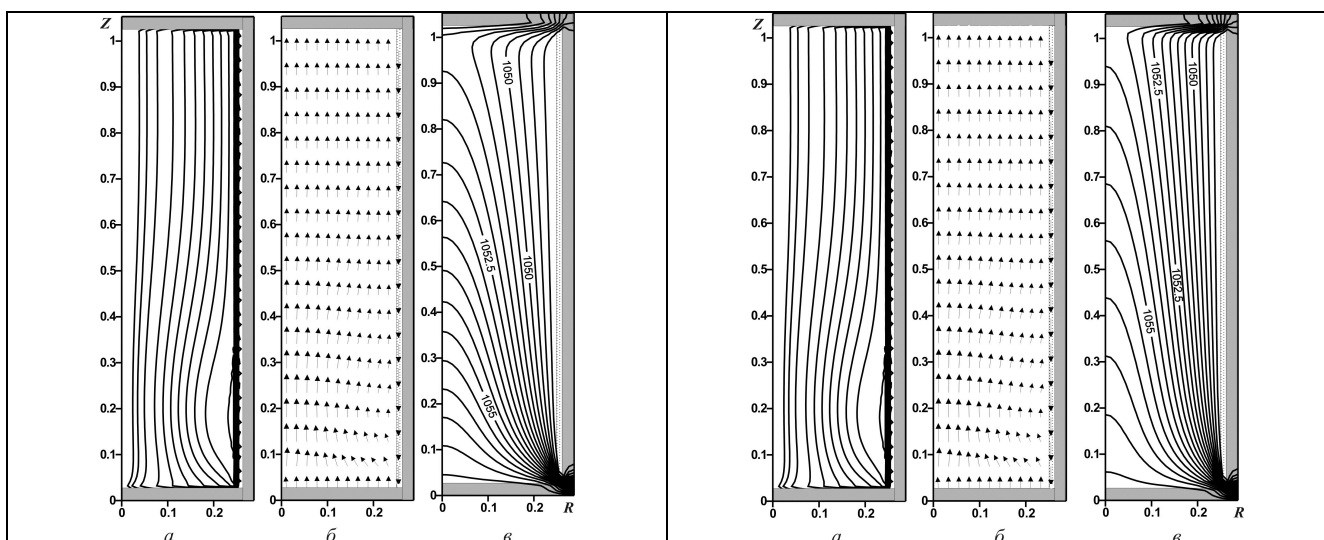


Рис. 3 – Линии тока (а) поля скорости (б) и температуры (в) при $a = 25$ g

Рис. 4 – Линии тока (а) поля скорости (б) и температуры (в) при $a = 50$ g

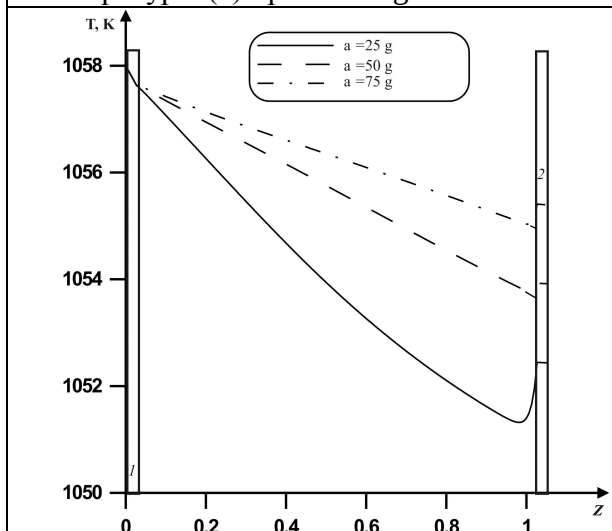


Рис. 5 – Профили температуры в сечении $R = 0$

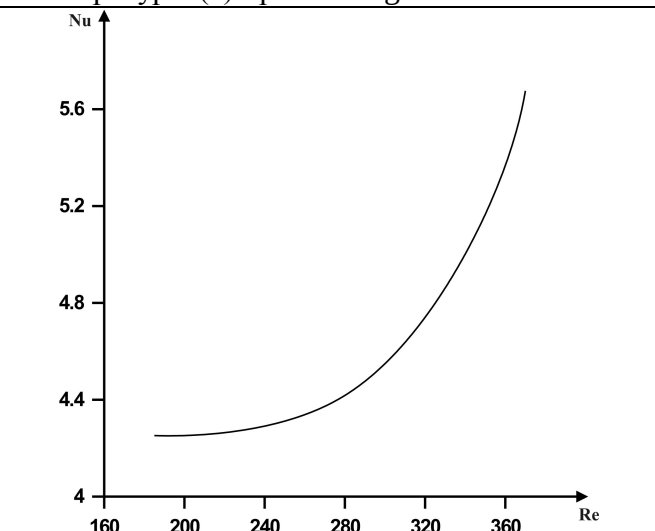


Рис. 6 – Зависимость среднего числа Нуссельта от Re

Также в качестве примера рассмотрена задача об охлаждении силового трансформатора мощностью до 63000 кВА. В таких трансформаторах тепло, выделенное в обмотках и магнитопроводе, передаётся окружающему маслу, которое, циркулируя по баку и радиаторным трубам, передаёт его во внешнюю среду - воздух, который в свою очередь, обдувает охлаждающие трубы или радиаторы в зависимости от мощности трансформатора. Любая самая простая схема охлаждения с принудительной циркуляцией масла через воздушные охладители представляет собой достаточно сложную систему с высокими энергозатратами на её эксплуатацию. Система термосифонов, нижние основания которых соединены с контуром основного охладителя-масла, может работать автономно без каких-либо затрат электрической энергии на её функционирование. Рассмотрены различные варианты тепловых нагрузок от

трансформаторов на термосифоны, соответствующие рабочему диапазону допустимых температур силовых трансформаторов до 70°C.

Область решения задачи приведена на рис. 1. На рис. 7 приведены характерные линии тока, поля скорости и температуры для $Re = 370$ при температуре масляного контура 70°C. На рис. 7 приведены распределения размерной температуры по координате Z в сечении $R = 0$. Установлено, что при такой достаточно высокой тепловой нагрузке термосифон осуществляет теплоотвод с числом Nu на нижней крышке $Nu = 4.2$.

Профили температуры (рис. 8) хорошо иллюстрируют эффекты поглощения теплоты на нижней крышке парового канала (при испарении) и выделения (при конденсации) на верхней.

При численных исследованиях рассматривались разные варианты условий теплоотвода с верхней торцевой поверхности термосифона. На рис. 7-в, рис. 8 представлены результаты, полученные для условий естественной конвекции охлаждающего воздуха при умеренных коэффициентах теплоотдачи (до 10 Вт/м³К). В случае использования энергии, отведенной термосифонами от элементов энергетического оборудования например для предварительного подогрева питательной воды, энергоэффективность и надежность систем обеспечения теплового режима на основе термосифонов может быть существенно повышена.

Аналогичные численные исследования также были проведены для режимов работы термосифонов генераторов и конденсаторов ТЭС. При моделировании рассматривались схемы, аналогичные представленным на рис. 1, 2 для систем охлаждения лопаток газовых турбин и трансформаторов. Предполагалось, что как и в схеме, представленной на рис. 1, теплота подводится к нижней крышке термосифона от контура охлаждения или поверхности нагретого до высоких температур элемента оборудования. На рисунках 9, 10 представлены типичные результаты численного моделирования основных характеристик термосифонов, охлаждающих конденсаторы ТЭС.

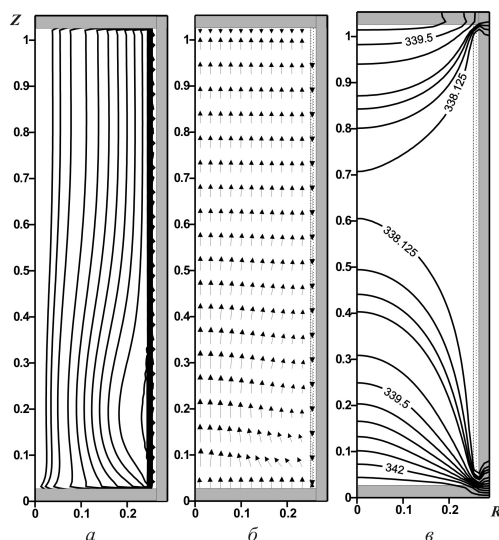


Рис. 7 – Линии тока (а) поля скорости (б) и температуры (в) при $Re = 370$

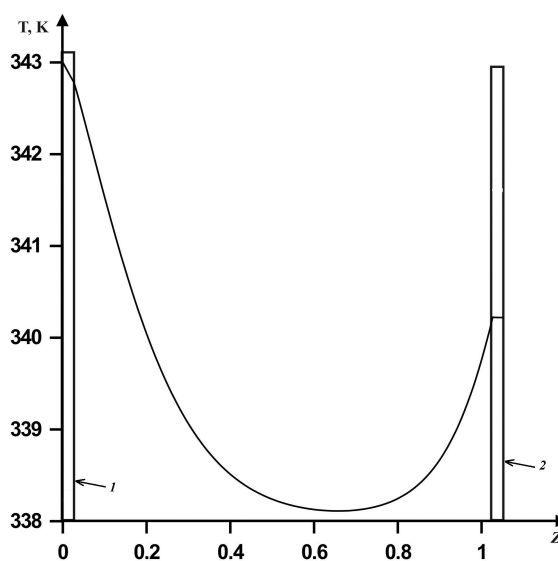


Рис. 8 – Профили температуры в сечении $R = 0$

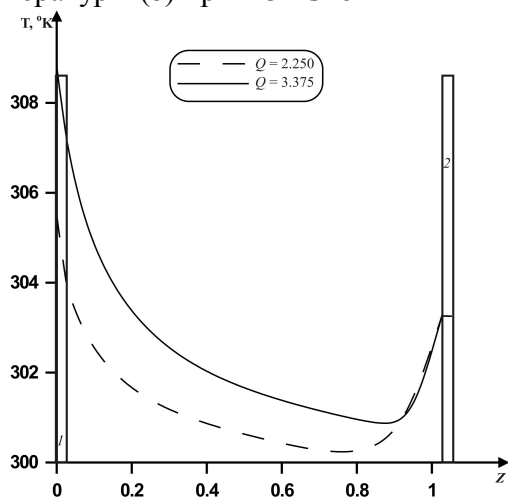


Рис. 9 – Профили температуры в сечении $R = 0$

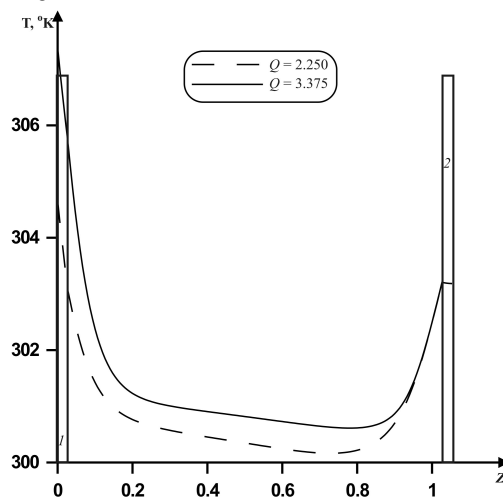


Рис. 10 – Профили температуры в сечении $R = 0.125$

На рис. 11,12 приведены характерные линии тока, поля скорости и температуры при $Re = 185$ для режима вынужденной конвекции в замкнутом двухфазном термосифоне цилиндрической формы. Перепад температур по высоте канала не превышает для типичных режимов работы 2-3 К.

На рис. 13 приведены характерные линии тока, поля скорости и температуры при $Re = 185$, для режима смешанной конвекции в замкнутом двухфазном термосифоне цилиндрической формы.

Рис. 14 показывает влияние скорости испарения на профили температуры в термосифоне в сечении $R = 0$. Видно, что повышение значения скорости испарения приводит к снижению температуры как в зоне испарения, так и в зоне конденсации. При этом происходит интенсивный перенос энергии по паровому каналу в зону конденсации, что позволяет сделать вывод о хорошей работоспособности термосифона в рассматриваемых условиях его работы как основного элемента системы охлаждения.

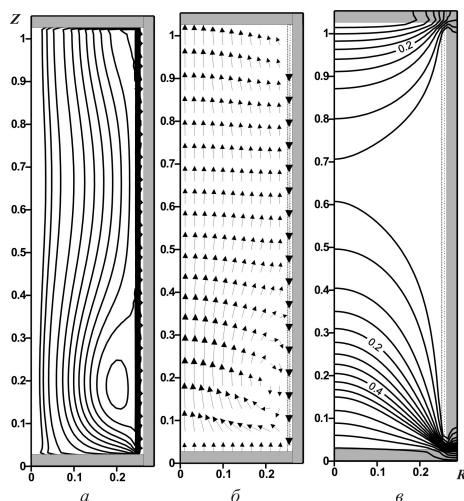


Рис. 11 – Линии тока (а), поля скорости (б) и безразмерной температуры (в) при $Re = 185$

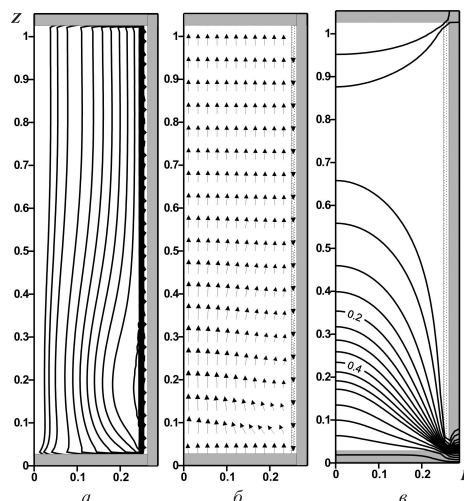


Рис. 12 – Линии тока (а), поля скорости (б) и безразмерной температуры (в) при $Re = 370$

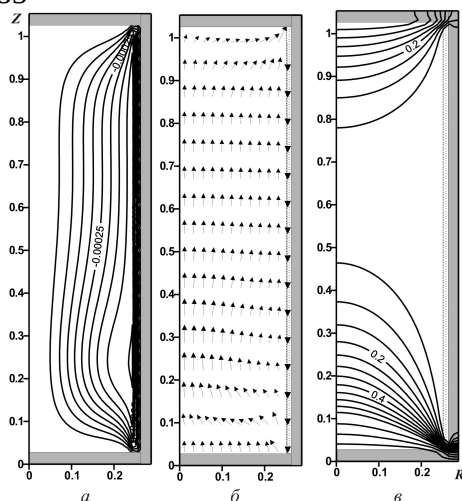


Рис. 13 – Линии тока (а), поля скорости (б) и безразмерной температуры (в) при $Re = 185$

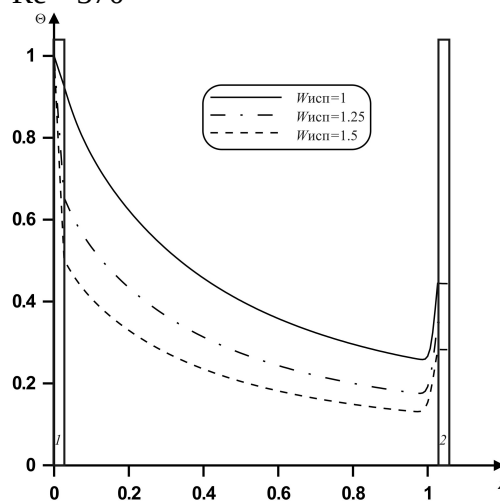


Рис. 14 – Профили температуры в сечении $R = 0$

Перспективным представляется использование термосифонов и в качестве основных элементов систем охлаждения оборудования ТЭС в аварийных режимах, когда происходит осушение нижней части термосифона и зона испарения смещается вверх по паровому каналу. В этом случае теплопередача от источника относительно высоких температур в область конденсации происходит через слой пара, циркулирующего в нижней части парового канала в условиях естественной конвекции. Соответственно снижается интенсивность теплоотдачи на нижней крышке, но определенный потенциал термосифона как теплообменника сохраняется. Представляла интерес оценка этого потенциала.

Математическая модель процессов теплопереноса в термосифоне в анализируемых условиях включала в себя краевую задачу вынужденной и естественной конвекции с граничным условием 2-ого рода в зоне испарения термосифона.

Проведено численное моделирование такого режима работы рассматриваемой тепловой трубы. Задача в этом случае была сведена к решению систем уравнений естественной конвекции - для нижней части термосифона (рис.15,16) и смешанной конвекции для верхний. Оценки интенсивности теплоотдачи проводились путем сравнения средних чисел Nu на нижней границе парового канала. На рис.17,18 приведены типичные результаты выполненного численного анализа. Можно сделать вывод, что, как и можно было предполагать, теплопередающая способность термосифона существенно снижается, но при этом до 24 % теплоты все-таки отводится от поверхности нагрева. В таких условиях важным является фактор времени. Возможны варианты аварийных ситуаций, продолжающихся малые интервалы времени, соответственно, для таких вариантов рассмотренный режим работы термосифона может быть и приемлемым.

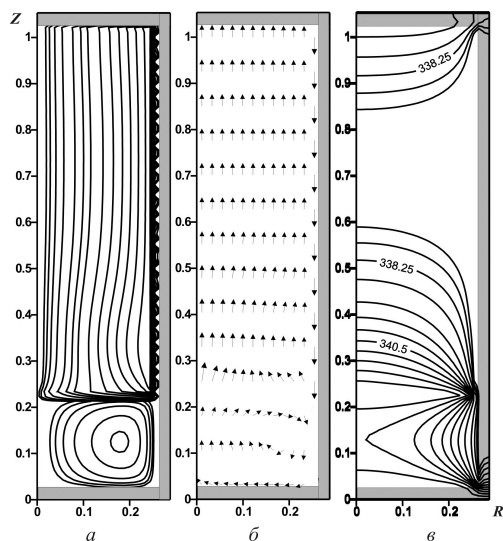


Рис. 15 – Линии тока (а) поля скорости (б) и температуры (в) при $Re = 370$

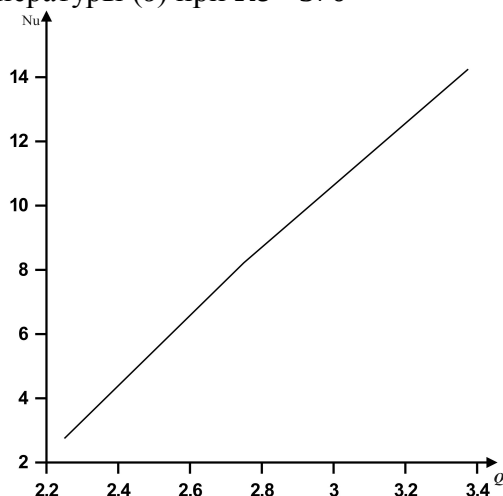


Рис. 17 – Зависимость среднего числа Нуссельта от Q

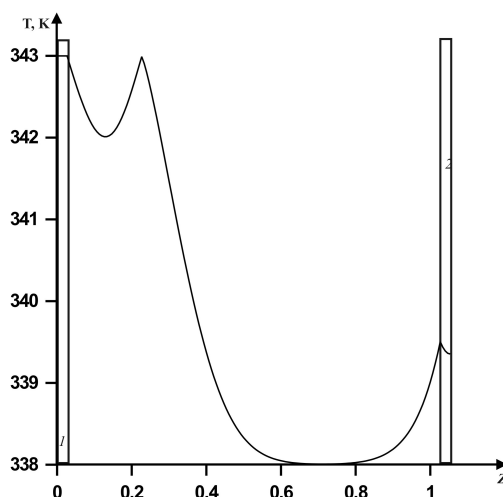


Рис. 16 – Профили температуры в сечении $R = 0$

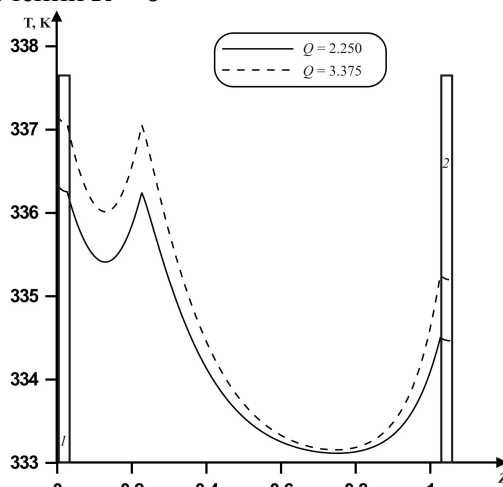


Рис. 18 – Профили температуры в сечении $R = 0$

По результатам численного анализа установлено, что при использовании воды в качестве теплоносителя возможно достижение определенной эффективности процесса охлаждения блоков и узлов, нагреваемых в аварийном режиме до температур, существенно превышающих допустимые. Но возможно использование и других хладагентов. В этом случае эффективность работы термосифонов может быть еще выше. Разработанный в диссертации математический аппарат может быть использован для анализа условий работы термосифонов с любым охладителем. Для этого достаточно знать характеристики пара и жидкости, а также параметры фазового перехода.

Подводя итог проведенным в диссертации теоретическим исследованиям, следует подчеркнуть, что основным результатом выполненного численного анализа является обоснование возможности использования термосифонов в качестве базовых элементов систем охлаждения энергетического оборудования тепловых электрических станций. При этом термосифоны могут использоваться как в основной системе обеспечения или регулирования теплового режима, так и как средство аварийной защиты от перегрева агрегатов энергетического оборудования ТЭС. Энергоэффективность применяемых в каждом конкретном случае тепловых труб будет определяться их размерами, свойствами используемого хладагента (теплоносителя), режимами работы и (это возможно, один из наиболее значимых факторов), конструктивными решениями при разработке конкретной конструкции.

Основные результаты и выводы

Основные результаты и выводы диссертационной работы заключаются в следующем.

1. Численно решена нестационарная задача ламинарной вынужденной конвекции в замкнутом двухфазном термосифоне с теплопроводными стенками при наличии пленки жидкости постоянной толщины в условиях соответствующих условиям работы теплоэнергетического оборудования.
2. Проведен параметрический численный анализ режимов ламинарной смешанной конвекции в замкнутом двухфазном термосифоне и нестационарных режимов сопряженной термогравитационной конвекции в цилиндрическом термосифоне.
3. Решена сопряженная задача теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне прямоугольной формы с теплопроводными стенками конечной толщины применительно к условиям работы лопаток газовых турбин, трансформаторов и конденсаторов тепловых электрических станций.
4. Установлены условия использования термосифонов в системах охлаждения лопаток газовых турбин, конденсаторов, генераторов и трансформаторов тепловых электрических станций.

Публикации по теме диссертации

1. Кузнецов Г.В. Численный анализ влияния температурного перепада на режимы переноса энергии в замкнутом двухфазном цилиндрическом термосифоне / Г.В. Кузнецов, М.А. Аль-Ани, М.А. Шеремет // Известия Томского политехнического университета. – 2010. – Т. 317, № 4. – С. 13–19.
2. Kuznetsov G.V. Numerical Simulation of Closed Loop Two-Phase Thermosyphon / G.V. Kuznetsov M.A. Al-Ani, M.A. Sheremet // Journal of Energy and Power Engineering. – 2011. – V.5. – № 3. – P. 227–232.
3. Кузнецов Г.В. Математическое моделирование нестационарных режимов теплопереноса в замкнутом двухфазном цилиндрическом термосифоне в условиях конвективного теплообмена с внешней средой / Г.В. Кузнецов, М.А. Аль-Ани, М.А. Шеремет // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. – 2011. – № 1(13). – С. 93–104.
4. Кузнецов Г.В. Режимы смешанной конвекции в замкнутом двухфазном термосифоне цилиндрической формы / Г.В. Кузнецов, М.А. Аль-Ани, М.А. Шеремет // Известия Томского политехнического университета. – 2011. – Т. 318, № 4. – С. 18–23.
5. Kuznetsov G.V. Numerical Analysis of Convective Heat Transfer in a Closed Two-Phase Thermosyphon / G.V. Kuznetsov, M.A. Al-Ani, M.A. Sheremet // Journal of Engineering Thermophysics. – 2011. – V. 20, № 2. – P. 1–10.
6. Кузнецов Г.В. Числовое моделирование термосифонов / Г.В. Кузнецов, М.А. Аль-Ани // II Всероссийская научно-практическая конференция «Научная инициатива иностранных студентов и аспирантов российских вузов», 21–22 мая 2009 г. – Томск. – С. 30–34.
7. Kuznetsov G.V. Natural convection in square cavities / G.V. Kuznetsov M.A. Al-Ani // IV Университетская научно-практическая конференция иностранных студентов, магистрантов и аспирантов ТПУ «Коммуникация иностранных студентов, магистрантов и аспирантов в учебно-профессиональной и научной сферах», 12–16 апреля, 2010 г. – Томск. – С. 78–82.
8. Кузнецов Г.В. Ламинарные режимы сопряженной естественной конвекции в замкнутой полости со стенкой конечной толщины / Г.В. Кузнецов, М.А. Аль-Ани // XVI Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Современные техника и технологии» – Томский политехнический университет, 12–16 апреля, 2010 г. – Томск. – Т. 3. – С. 226–227.
9. Kuznetsov G.V. Heat transfer and hydrodynamics in thermosyphon / G.V. Kuznetsov M.A. Al-Ani // The twenty second International Scientific and Practical Conference of Students, Postgraduates and Young Scientists «Modern Techniques and Technologies», 12–16 April, 2010. – Tomsk Polytechnic University. – P. 190–191.
10. Кузнецов Г.В. Гидродинамика и теплоперенос замкнутого термосифона, / Г.В. Кузнецов, М.А. Аль-Ани, М.А. Шеремет // Всероссийская

научно-практическая конференция с международным участием «Теплофизические основы энергетических технологий» Томский политехнический университет, 24 – 26 июня 2010 г. – Томск. – С. 22–26.

11. Кузнецов Г.В. Особенности переноса энергии в замкнутом двухфазном термосифоне / Г.В. Кузнецов, М.А. Аль-Ани, М.А. Шеремет // IX Всероссийская научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием «Молодежь и современные информационные технологии», Россия, Томск 11–13 Мая 2011 г.

12. Kuznetsov G.V. Laminar natural convection in a vertical cylindrical cavity / G.V. Kuznetsov, M.A. Al-Ani, M.A. Sheremet // 17th International Conference of Students and Young Scientists “Modern Techniques and Technologies” (MTT’2011), 18-12 April, Tomsk Polytechnic University.