

ТЕПЛОФИЗИКА И ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА

Гений Владимиорович КУЗНЕЦОВ¹
Атлант Едилулы НУРПЕЙИС²

УДК 536.2

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ В ХАРАКТЕРНЫХ СЕЧЕНИЯХ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ ЗАМКНУТОГО ДВУХФАЗНОГО ТЕРМОСИФОНА

¹ доктор физико-математических наук, профессор,
Научно-образовательный центр И. Н. Бутакова,
Национальный исследовательский
Томский политехнический университет
marisha@tpu.ru

² ассистент, Научно-образовательный центр И. Н. Бутакова,
Национальный исследовательский
Томский политехнический университет
nurpeiiis_atlant@mail.ru

Аннотация

Приведены результаты численных исследований совместно протекающих процессов теплопроводности и фазовых превращений теплоносителя в термосифоне цилиндрической формы. Решена задача теплопереноса для двух двуслойных пластин. Учитывалось испарение жидкости на нижней крышке и конденсация на верхней крышке термосифона.

Цитирование: Кузнецов Г. В. 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

Численные исследования теплопереноса в закрытом двухфазном термосифоне в условиях отвода энергии от тепловыделяющей поверхности проведены в достаточно типичных диапазонах изменения тепловых потоков к нижней крышке, соответствующих режимам работы энергетического оборудования (от 2 кВт/м² до 8 кВт/м²). В качестве теплоносителя рассматривалась дистиллированная вода. Коэффициенты заполнения и геометрические параметры термосифона выбирались такими же, как и в проведенных экспериментах (высота — 161 мм, диаметр — 42 мм, толщина стенок — 1,5 мм, коэффициент заполнения $\varepsilon = 4\%$). Основные результаты математического моделирования представлены в виде полей температур при различных тепловых потоках к нижней крышке термосифона и коэффициента теплоотдачи с поверхности верхней крышки рассматриваемого теплообменника. Установлено, что результаты математического моделирования, полученные численно, достаточно адекватно описывают процессы теплопереноса, протекающие в термосифоне, и лежат в пределах доверительных интервалов экспериментальных данных по температурам в характерных точках теплообменника.

Ключевые слова

Двухфазный термосифон, тепловой поток, теплоперенос, испарение, конденсация, теплопроводность, математическое моделирование.

DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-1-8-22

Введение

Проблемы тепловой защиты энергонасыщенного технологического оборудования возникают во многих отраслях промышленности. Известно [5], что теплоизолирующие устройства, работающие по замкнутому испарительно-конденсационному контуру (термосифоны), являются предпочтительными при решении многих задач обеспечения теплового режима [5, 9]. Однако применение таких теплообменников весьма ограничено в связи с отсутствием общей теории процессов тепломассопереноса в системах охлаждения на базе термосифонов (ТС). Основными характеристиками работы термосифонов рассматриваются, как правило [1, 18], их эффективная теплопроводность или термическое сопротивление. Но в основном эти характеристики обеспечивают только интегральные оценки производительности термосифона и не является 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 [2, 4, 13] 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 [14, 19, 21] отражают их изменение

только в отдельных произвольных точках внутренней поверхности этого устройства. Для объективного анализа закономерностей процессов теплопереноса необходима информация о нестационарных распределениях температур в зонах испарения, транспорта пара и конденсации.

Для решения такого рода сложных задач наиболее целесообразным является применение методов математического моделирования процессов тепломас-сопереноса, основанных на решении систем уравнений переноса массы, импульса и энергии. Теоретические исследования гидродинамических и тепловых процессов в термосифонах проводились в большинстве случаев с использованием коммерческих вычислительных пакетов типа Comsol и ANSYS FLUENT [6, 8]. Главным недостатком коммерческих пакетов является продолжительность решения нелинейных, нестационарных, плоских или пространственных задач, составляющая во многих случаях (например, при предельно допустимых нагрузках на термосифон и, соответственно, интенсивном испарении) десятки часов вычислений. Хорошо известный метод расчета теплопереноса на основании балансной модели [7] не позволяет рассчитывать многие характеристики теплопереноса в термосифоне (например, температуры в характерных сечениях). В этой связи объективно необходимы модели и методы расчета теплопереноса в термосифонах, существенно менее сложные по сравнению с использующимися в коммерческих пакетах, но в то же время обеспечивающие возможности расчета температурных полей нижней и верхней крышек термосифона и, что наиболее значимо, температуру границы раздела «термосифон — поверхность охлаждаемого технического устройства (или системы)».

По этой причине актуальным является проведение экспериментов с целью установления распределений наиболее значимых характеристик процессов, протекающих в термосифоне (температур жидкости и пара) при рабочих температурах, близких к критическим (высоких тепловых нагрузках). Также актуальна разработка менее сложных по сравнению с [8, 10] 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 выполненных ранее экспериментальных исследований основных закономерностей процессов теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах математической модели, существенно менее сложной по сравнению с известными.

Постановка задачи и метод решения

В данной статье приведены результаты численного моделирования совместно протекающих процессов теплопроводности и фазовых превращений теплоносителя в термосифоне цилиндрической формы в рамках модели, разработанной на основании анализа результатов проведенных авторами данной статьи экспериментов [15-17]. Обобщение результатов этих экспериментальных исследо-

ваний позволило разработать новый подход к математическому моделированию процессов теплопереноса в двухфазных термосифонах. Отличие новой математической модели от известных [6, 7, 8, 10] заключается в том, что при постановке задачи описываются только процессы теплопроводности в верхней и нижней крышках, а также в слоях конденсата на них и фазовых превращений в зонах испарения и конденсации. Основным допущением, используемым при постановке задачи, является положение, сформулированное на основании анализа результатов экспериментов, о том, что скорость движения пара по каналу термосифона настолько велика, что характерное гидродинамическое время много меньше характерных времен теплопроводности. При таком подходе из рассмотрения можно обоснованно исключить все гидродинамические процессы, протекающие в паровом канале термосифона.

На рис. 1 приведена область решения задачи теплопереноса в ТС. Принято, что подвод энергии в термосифон осуществляется через поверхность, $z = 0$, $0 < r < r_2$. Внешние поверхности вертикальных стенок принимались теплоизолированными. На границе $z = z_5$, $0 < r < r_2$ учитывался конвективный теплообмен с окружающей средой. На двух границах раздела «крышка — жидкость» приняты условия равенства температур и тепловых потоков (граничные условия четвертого рода).

Решение задачи теплопереноса в термосифоне в такой постановке сводится к решению двух задач теплопроводности для двух двухслойных пластин (рис. 1).

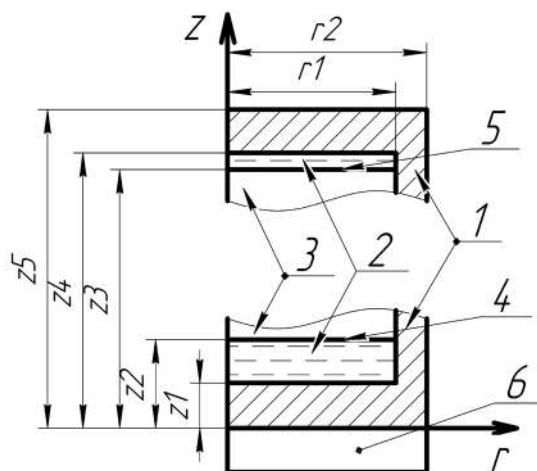


Рис. 1. Область решения:

- 1 — металлический корпус;
- 2 — слои конденсата;
- 3 — паровой канал;
- 4 — поверхность испарения;
- 5 — поверхность конденсации;
- 6 — тепловыделяющее оборудование

Fig. 1. Area of calculation:

- 1 — metal case;
- 2 — condensate layers;
- 3 — vapor channel;
- 4 — evaporation surface;
- 5 — condensation surface;
- 6 — heat-generating equipment

На верхней границе нижней пластины учитывается испарение жидкости, на нижней границе верхней пластины конденсация пара. Связь между этими двумя задачами теплопроводности осуществляется через важнейшую характеристику процесса — массовую скорость испарения жидкости, которая рассчитывалась после определения температуры поверхности, на которой происходит испарение (рис. 1).

Нестационарные дифференциальные уравнения теплопроводности в частных производных для двух рассматриваемых основных частей термосифона имеют вид (рис. 1).

Уравнение теплопроводности для нижней крышки:

$$C_{p1}\rho_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = \lambda_1 \cdot \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_1}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial z^2} \right). \quad (1)$$

Уравнение теплопроводности для слоя конденсата:

$$C_{p2}\rho_2 \frac{\partial T_2}{\partial t} = \lambda_2 \cdot \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_2}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial z^2} \right); \quad (2)$$

где r, z — координаты цилиндрической системы; t — время; T — температура; λ — теплопроводность; ρ — плотность; C_p — теплоемкость. 1 — материал крышки, 2 — жидкость.

Начальные условия для системы уравнений (1-2):

$$t = 0 : T(x, y, 0) = T_0. \quad (3)$$

Границные условия для уравнений (1) и (2) имеют вид:

$$r = 0, \quad 0 < z < z_1 : \frac{\partial T_1}{\partial r} = 0, \quad (4)$$

$$r = 0, \quad z_1 < z < z_2 : \frac{\partial T_2}{\partial r} = 0, \quad (5)$$

$$r = r_2, \quad 0 < z < z_2 : -\lambda \frac{\partial T_1}{\partial r} = 0, \quad (6)$$

$$z = 0, \quad 0 < r < r_2 : -\lambda \frac{\partial T_1}{\partial z} = q, \quad (7)$$

$$z = z_2, \quad 0 < r < r_1 : \lambda \frac{\partial T_2}{\partial z} = Q_u W_u, \quad (8)$$

$$z = z_2, \quad r_1 < r < r_2 - r_1 : -\lambda \frac{\partial T_1}{\partial z} = 0, \quad (9)$$

$$r = r_1, \quad 0 < z < z_2 - z_1 : \quad \begin{cases} T_1 = T_2, \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r}, \end{cases} \quad (10)$$

$$z = z_1, \quad 0 < r < r_1 : \quad \begin{cases} T_1 = T_2, \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial z} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial z}. \end{cases} \quad (11)$$

Уравнение теплопроводности для верхней крышки:

$$C_{p3}\rho_3 \frac{\partial T_3}{\partial t} = \lambda_3 \cdot \left(\frac{\partial^2 T_3}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_3}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_3}{\partial z^2} \right). \quad (12)$$

Уравнение теплопроводности для слоя конденсата:

$$C_{p4}\rho_4 \frac{\partial T_4}{\partial t} = \lambda_4 \cdot \left(\frac{\partial^2 T_4}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_4}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_4}{\partial z^2} \right); \quad (13)$$

где 3 — материал крышки, 4 — конденсат.

Границные условия для уравнений (12) и (13):

$$r = 0, \quad z_3 < z < z_4 : \quad \frac{\partial T_4}{\partial r} = 0, \quad (14)$$

$$r = 0, \quad z_4 < z < z_5 : \quad \frac{\partial T_3}{\partial r} = 0, \quad (15)$$

$$r = r_2, \quad z_3 < z < z_5 : \quad -\lambda \frac{\partial T_3}{\partial r} = 0, \quad (16)$$

$$z = z_3, \quad 0 < r < r_1 : \quad -\lambda \frac{\partial T_4}{\partial z} = Q_k W_k, \quad (17)$$

$$z = z_3, \quad r_1 < r < r_2 - r_1 : \quad -\lambda \frac{\partial T_3}{\partial z} = 0, \quad (18)$$

$$z = z_5, \quad 0 < r < r_2 : \quad \lambda \frac{\partial T_3}{\partial z} = \alpha(T - T_e), \quad (19)$$

$$r = r_1, \quad z_3 < z < z_4 - z_3 : \quad \begin{cases} T_3 = T_4, \\ \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial r} = \lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial r}, \end{cases} \quad (20)$$

$$z = z_4, \quad 0 < r < r_1 : \quad \begin{cases} T_3 = T_4, \\ \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial z} = \lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial z}. \end{cases} \quad (21)$$

Принятые обозначения: Q_u — теплота испарения; W_u — массовая скорость испарения; q — тепловой поток; W_k — массовая скорость конденсации, α — коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Двумерная постановка задачи сформулирована в связи с тем, что в реальной практике возможны варианты нагружения термосифона не только на нижней торцевой поверхности, но и по нижней части боковой поверхности. В этом случае процесс теплопроводности в слое жидкости на нижней крышке будет не одномерным.

Уравнения (1-2) и (12-13) с соответствующими начальными (3) и граничными условиями (4-11) и (14-21) решены методом конечных разностей с использованием алгоритма [3, 20]. Массовые скорости испарения и конденсации рассчитывались по формуле Герца — Кнудсена с использованием параметров, установленных в [11]. Разностные уравнения решались методом прогонки с использованием неявной четырехточечной схемы [12], нелинейные алгебраические уравнения решались методом итерации аналогично [20]. Количество узлов по координатам r , z выбирались от 100 до 400, шаги по времени от 10^{-6} с до 10^{-3} с. Малые значения шагов по времени выбирались по аналогии с [12] в связи с тем, что в граничных условиях на поверхностях испарения и конденсации описываются процессы интенсивного поглощения (в первом случае) и выделения теплоты (при конденсации) в одном узле разностной сетки по направлению z . Это приводит к очень большим градиентам температур. Вычисления проводились сквозной прогонкой через всю область решения каждой задачи.

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 [5, 9]. Тепловые потоки к нижней крышке ТС составляли от 2 кВт/м² до 8 кВт/м². В качестве теплоносителя рассматривалась дистиллированная вода. Коэффициенты заполнения и геометрические параметры термосифона выбирались такими же, как и в экспериментах [15-17] (высота — 161 мм, диаметр — 42 мм, толщина стенок — 1,5 мм, $\epsilon = 4\%$).

Результаты и обсуждения

На рис. 2-3 представлены характерные изотермы после установления стационарного режима для нижней крышки и слоя теплоносителя, а также для слоя конденсата и верхней крышки термосифона.

Хорошо видно, что при выходе на стационарный режим (не изменяющиеся во времени распределение температур по координате z и постоянной скорости испарения) работы, перепад T по толщине двухслойной пластины «металл — жидкость» при тепловом потоке 2 кВт/м² не превышает 1 К. Полученный результат иллюстрирует причины длительного периода выхода на стационарные распределения температур по направлению z , установленные в проведенных

экспериментах. Можно сделать вывод, что температуры в характерных точках термосифона перестают изменяться с ростом времени после прогрева всего слоя жидкости до температуры, незначительно (менее 1 К) отличающейся от температуры поверхности испарения.

На основании анализа рис. 2-3 можно сделать вывод, что увеличение в три раза плотности теплового потока q от верхней поверхности энергонасыщенного оборудования, подводимого к нижней крышки, приводит к изменению абсолютных значений T на 18-20 К. Температурные поля при тепловых потоках $q = 4, 8 \text{ кВт}/\text{м}^2$ аналогичны представленным на рис. 2-3.

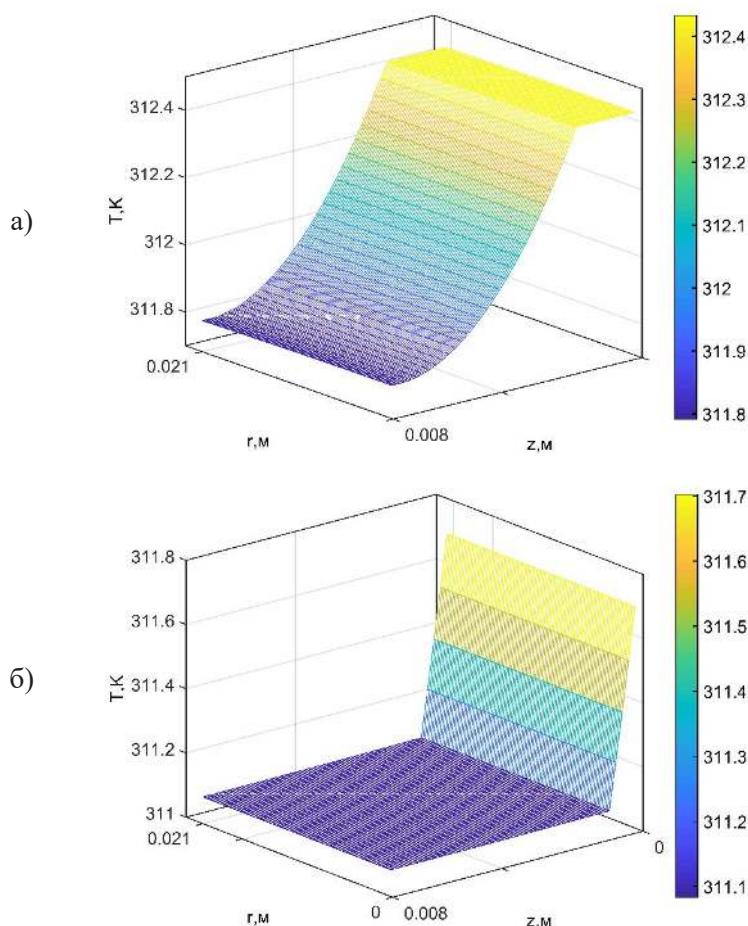
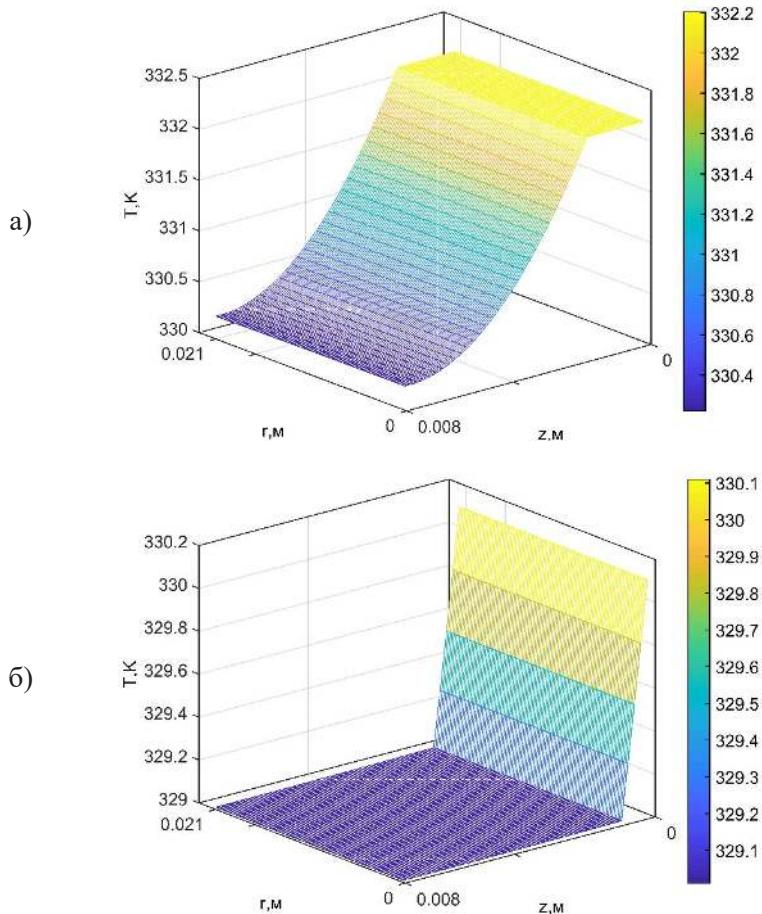


Рис. 2. Температурные поля $T(r,z)$:
а) нижней крышки термосифона
и слоя теплоносителя;
б) слоя конденсата и верхней
крышки термосифона при $\tau = 6\,000 \text{ с}$,
 $q = 2 \text{ кВт}/\text{м}^2$ и $\alpha = 18 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$

Fig. 2. Temperature fields $T(r,z)$:
a) bottom cover of the thermosyphon
and coolant layer,
b) condensate layer and top cover
of the thermosyphon at $\tau = 6,000 \text{ sec}$,
 $q = 2 \text{ kW}/\text{m}^2$ and $\alpha = 18 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

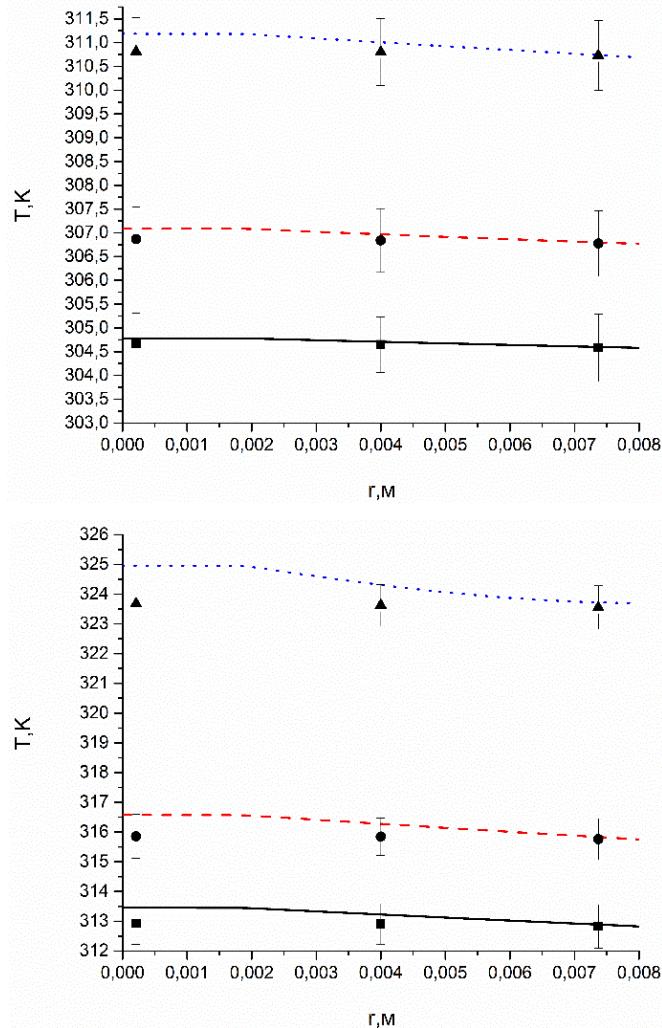


Rus. 3. Температурные поля $T(r,z)$:
а) нижней крышки термосифона и
слоя теплоносителя;
б) слоя конденсата и верхней крышки
термосифона при $\tau = 6\,000$ с,
 $q = 6 \text{ кВт/м}^2$ и $\alpha = 18 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$

Fig. 3. Temperature fields $T(r,z)$:
a) bottom cover of the thermosyphon
and coolant layer,
b) condensate layer and top cover
of the thermosyphon at $\tau = 6,000$ s,
 $q = 6 \text{ kW/m}^2$ and $\alpha = 18 \text{ W/(m}^2\text{K)}$

Сформулированная на основании анализа и обобщения результатов выполненных экспериментальных исследований математическая модель процессов теплопереноса в термосифонах существенно отличается от известных (например, [10]). Для обоснования адекватности модели и достоверности используемых метода и алгоритма решения проведено сравнение полученных численно значений температур с результатами экспериментальных исследований. На рис. 4 представлены распределения по координате z температур нижней крышки термосифона и слоя теплоносителя (дистиллированная вода) при тепловых потоках, достигнутых в экспериментах [15-17].

Анализ зависимостей рис. 4 показывает, что результаты численного моделирования достаточно адекватно описывают процессы теплопереноса, протекающие в нижней крышке термосифона и слое теплоносителя. Так, при отно-



Rus. 4. Распределения температур в нижней крышке термосифона и слое теплоносителя при тепловых потоках:
a) ■ — $q = 0,7 \text{ kBT/m}^2$;
● — $q = 1,1 \text{ kBT/m}^2$; ▲ — $q = 1,6 \text{ kBT/m}^2$;
б) ■ — $q = 2,1 \text{ kBT/m}^2$;
● — $q = 2,8 \text{ kBT/m}^2$; ▲ — $q = 4,4 \text{ kBT/m}^2$;
линии — результаты численного моделирования, точки — результаты экспериментов

Fig. 4. Temperature distribution in the bottom cover the thermosyphon and coolant layer at heat flows:
a) ■ — $q = 0.7 \text{ kW/m}^2$;
● — $q = 1,1 \text{ kW/m}^2$; ▲ — $q = 1,6 \text{ kW/m}^2$;
б) ■ — $q = 2,1 \text{ kW/m}^2$;
● — $q = 2,8 \text{ kW/m}^2$; ▲ — $q = 4,4 \text{ kW/m}^2$;
lines are results of numerical simulation,
dots are results of the experiment

сительно малых тепловых потоках полученные теоретически зависимости $T(z)$ лежат в пределах доверительных интервалов выполненных экспериментальных исследований [15-17]. С увеличением тепловых потоков, подводимых к нижней крышке, распределения, полученные при численном эксперименте, находятся за пределами установленных доверительных интервалов, но отклонения этих результатов не превышают 6%. Это свидетельствует о том, что сформулированная математическая модель, несмотря на ее простоту, хорошо воспроизводит комплекс взаимосвязанных теплофизических процессов (теплопроводность, испарение и конденсация), протекающих при работе термосифонных систем.

Заключение

Сформулирован новый подход к описанию теплопереноса в термосифонных системах без учета гидродинамических процессов в паровом канале, позволяющий значительно упростить вычисления и сократить время расчета определений температур в зонах испарения и конденсации на границах раздела фаз «жидкость — металл». Результаты выполненного математического моделирования достаточно наглядно иллюстрируют возможность применения разработанной модели при проведении анализа работы термосифонов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Безродный М. К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах / М. К. Безродный, И. Л. Пиоро, Т. О. Костюк. Киев: Факт, 2005. 704 с.
2. Кравец В. Ю. Температуры начала кипения в закрытом двухфазном термосифоне / В. Ю. Кравец, В. А. Чернобай, А. А. Никитенко, Б. Голамреза // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2011. Т. 2/8. № 50. С. 40-44.
3. Самарский А. А. Численные методы решения задач конвекции — диффузии / А. А. Самарский, П. Н. Вабищевич. Москва: Эдиториал УРСС, 1999. 248 с.
4. Тюрин М. П. Экспериментальное исследование процессов тепломассообмена в закрытом двухфазном термосифоне / М. П. Тюрин, Е. С. Бородина // МНТК Плановский. 2016. Т. 1. С. 239-241.
5. Hichem F. An Experimental and Theoretical Investigation of the Transient Behavior of a Two-Phase Closed Thermosyphon / F. Hichem, J. Jean Loui // Applied Thermal Engineering. 2003. Vol. 23. Pp. 1895-1912.
6. Huminic G. Numerical Study on Heat Transfer Characteristics of Thermosyphon Heat Pipes Using Nanofluids / G. Huminic, A. Huminic // Energy Conversion and Management. 2013. Vol. 76. Pp. 393-399.
7. Hussein H. M. S. Transient Investigation of a Two Phase Closed Thermosyphon Flat Plate Solar Water Heater / H. M. S. Hussein // Energy Conversion and Management. 2002. No 43. Pp. 2479-2492.
8. Jafari D. Two-Phase Closed Thermosyphons: A Review of Studies and Solar Applications / D. Jafari, A. Franco, S. Filippeschi, P. Di Marco // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2016. Vol. 53. Pp. 575-593.

9. Jiao B. Investigation on the Effect of Filling Ratio on the Steady-State Heat Transfer Performance of a Vertical Two-Phase Closed Thermosyphon / B. Jiao, L. M. Qiu, X. B. Zhang, Y. Zhang // Applied Thermal Engineering. 2008. Vol. 28. Pp. 1417-1426.
10. Kuznetsov G. V. Numerical Analyses of Convective Heat Transfer in a Closed Two-Phase Thermosiphon / G. V. Kuznetsov, M. A. Al-Ani, M. A. Sheremet // Journal of Engineering Thermophysics. Vol. 20 (2). Pp. 201-210.
11. Kuznetsov G. V. Evaporation of Single Droplets and Dispersed Liquid Flow in Motion through High-Temperature Combustion Products / G. V. Kuznetsov, P. A. Strizhak // High Temperature. 2014. Vol. 52. Pp. 568-575.
12. Kuznetsov G. V. Numerical Investigation of the Influence of Convection in a Mixture of Combustion Products on the Integral Characteristics of the Evaporation of a Finely Atomized Water Drop / G. V. Kuznetsov, P. A. Strizhak // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2014. Vol. 87. Pp. 103-111.
13. Luo L. Thermal Enhancement by Using Grooves and Ribs Combined with Delta-Winglet Vortex Generator in a Solar Receiver Heat Exchanger / L. Luo, F. Wen, L. Wang, B. Sundén, S. Wang // Applied Energy. 2016. Vol. 183. Pp. 1317-1332.
14. Noie S. H. Effect of Inclination Angle and Filling Ratio on Thermal Performance of a Two-Phase Closed Thermosyphon under Normal Operating Conditions / S. H. Noie, M. R. Sarmasti Emami, M. Khoshnoodi // Heat Transf Eng. 2007. Vol. 28. Pp. 365-371.
15. Nurpeis A. E. An Experimental Study of the Influence of a Thermosyphon Filling Ratio on a Temperature Distribution in Characteristic Points along the Vapor Channel Height / A. E. Nurpeis, E. G. Orlova, K. O. Ponomarev // 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.
16. Nurpeis A. 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 / A. Nurpeis, E. Orlova, G. Mamontov // MATEC Web of Conferences 141,01006 (2017).
17. Nurpeis A. Peculiarities of Temperature Fields Formation in Vapor Channels of Thermosyphons with Heat Carriers Boiling at Low Temperatures / A. Nurpeis, K. Ponomarev, T. Nemova // MATEC Web of Conferences 141,01005 (2017).
18. Pioro I. L. Experimental Evaluation of Constants for the Rohsenow Pool Boiling Correlation / I. L. Pioro // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1999. Vol. 42. Pp. 2003-2013.
19. Renjith Singh R. Effect of Anodization on the Heat Transfer Performance of Flat Thermosiphon / R. Renjith Singh, V. Selladurai, P. K. Ponkarthik, A. Brusly Solomon // Experimental Thermal and Fluid Science. 2015. Vol. 68. Pp. 574-581.
20. Strakhov V. L. Mathematical Simulation of Thermophysical and Thermos Chemical Processes during Combustion of Intumescent Fire-Protective Coating / V. L. Strakhov, A. N. Garaschenko, G. V. Kuznetsov, V. P. Rudzinskii // Combustion, Explosion and Shock Waves. 2001. Vol. 37. Pp. 1178-186.
21. Zhang P. Experimental Investigation on Two-Phase Thermosyphon Loop with Partially Liquid-Filled Downcomer / P. Zhang, B. Wang, W. Shi, X. Li // Applied Energy. 2015. Vol. 160. Pp. 10-17.

Geniy V. KUZNETSOV¹
Atlant E. NURPEIIS²

**MATHEMATICAL SIMULATION OF TEMPERATURE FIELDS
IN CHARACTERISTIC SECTIONS OF THE WORKING ZONE
OF THE CLOSED TWO-PHASE THERMOSYPHON**

¹ Dr. Sci. (Phys.-Math.), Professor,
Scientific-Educational Center of I. N. Butakov,
Tomsk Polytechnic University
marisha@tpu.ru

² Assistant, Scientific-Educational Center of I. N. Butakov,
Tomsk Polytechnic University
nurpeiis_atlant@mail.ru

Abstract

The authors present the results of numerical studies of the joint thermal conductivity and coolant phase transformations in a cylindrical thermosyphon. The heat transfer problem for two bilayer plates is solved. The evaporation of liquid on the bottom cover and the condensation on the top cover of the thermosyphon is taken into account. The authors have conducted a numerical study of heat transfer in the closed two-phase thermosyphon with energy removal from a heat-emitting surface in fairly typical ranges of variation of heat flows to the bottom cover, corresponding to the operating modes of power equipment ($2-8 \text{ kW/m}^2$). Distilled water was considered as coolant. The filling ratios and geometric parameters of the thermosyphon are chosen the same as in the experiments conducted (height 161 mm, diameter 42 mm, wall thickness 1.5 mm, filling ratio $\epsilon = 4\%$).

The main results of mathematical simulation are presented in the form of temperature fields for various heat flows to the bottom cover of the thermosyphon and the heat transfer coefficient from the surface of the top cover of the heat exchanger under consideration. The results of mathematical simulation, obtained numerically, describe adequately the heat transfer in the thermosyphon and belong to the confident limits of the experimental data on the temperatures at the characteristic points of the heat exchanger.

Citation: Kuznetsov G. V., Nurpeiis A. E. 2018. "Mathematical Simulation of Temperature Fields in Characteristic Sections of the Working Zone of the Closed Two-Phase Thermosyphon". Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy, vol. 4, no 1, pp. 8-22.

DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-1-8-22

Keywords

Two-phase thermosiphon, heat flux, heat transfer, evaporation, condensation, thermal conductivity, mathematical modeling.

DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-1-8-22

REFERENCES

1. Bezrodnyy M. K., Pioro I. L., Kostyuk T. O. 2005. Protsessy perenosa v dvukhfaznykh termosifonnykh sistemakh [Transfer Processes in the Biphasic Thermal Siphon Systems]. Kiev: Fact.
2. Kravets V. Yu., Chernobay V. A., Nikitenko A. A., Golamreza B. 2011. "Temperatury nachala kipeniya v zakrytom dvukhfaznom termosifone" [The Initial Boiling Point in a Closed Two-Phase Thermosyphon]. Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy, vol. 2/8, no 50, pp. 40-44.
3. Samarskiy, A. A., Vabishchevich P. N. 1999. Chislennye metody resheniya zadach konvektsii — diffuzii [Numerical Methods for Solving Convection — Diffusion]. Moscow: URSS.
4. Tyurin M. P., Borodina E. S. 2016. "Eksperimental'noe issledovanie protsessov teplomassooobmena v zakrytom dvukhfaznom termosifone" [Experimental Research of Processes of Heat and Mass Transfer in a Closed Two-Phase Thermosyphon]. MNTK Planovskiy, vol. 1, pp. 239-241.
5. Hichem F., Jean Loui J. 2003. "An Experimental and Theoretical Investigation of the Transient Behavior of a Two-Phase Closed Thermosyphon". Applied Thermal Engineering, vol. 23, pp. 1895-1912.
6. Huminic G., Huminic A. 2013. "Numerical Study on Heat Transfer Characteristics of Thermosyphon Heat Pipes Using Nanofluids". Energy Conversion and Management, vol. 76, pp. 393-399.
7. Hussein H. M. S. 2002. "Transient Investigation of a Two Phase Closed Thermosyphon Flat Plate Solar Water Heater". Energy Conversion and Management, no 43, pp. 2479-2492.
8. Jafari D., Franco A., Filippeschi S., Di Marco P. 2016. "Two-Phase Closed Thermosyphons: A Review of Studies and Solar Applications". Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 53, pp. 575-593.
9. Jiao B., Qiu L.M., Zhang X. B., Zhang Y. 2008. "Investigation on the Effect of Filling Ratio on the Steady-State Heat Transfer Performance of a Vertical Two-Phase Closed Thermosiphon". Applied Thermal Engineering, vol. 28, pp. 1417-1426.
10. Kuznetsov G. V., Al-Ani M. A., Sheremet M. A. 2011. "Numerical Analyses of Convective Heat Transfer in a Closed Two-Phase Thermosiphon". Journal of Engineering Thermophysics, vol. 20 (2), pp. 201-210.
11. Kuznetsov G. V., Strizhak P. A. 2014. "Evaporation of Single Droplets and Dispersed Liquid Flow in Motion through High-Temperature Combustion Products". High Temperature, vol. 52, pp. 568-575.
12. Kuznetsov G. V., Strizhak P. A. 2014. "Numerical Investigation of the Influence of Convection in a Mixture of Combustion Products on the Integral Characteristics of the

-
- Evaporation of a Finely Atomized Water Drop". Journal of Engineering Physics and Thermophysics, vol. 87, pp. 103-111.
- 13. Luo L., Wen F., Wang L., Sundén B., Wang S. 2016. "Thermal Enhancement by Using Grooves and Ribs Combined with Delta-Winglet Vortex Generator in a Solar Receiver Heat Exchanger". Applied Energy, vol. 183, pp. 1317-1332.
 - 14. Noie S. H., Sarmasti Emami M. R., Khoshnoodi M. 2007. "Effect of Inclination Angle and Filling Ratio on Thermal Performance of a Two-Phase Closed Thermosyphon under Normal Operating Conditions". Heat Transf Eng, vol. 28, pp. 365-371.
 - 15. Nurpeis A. E., Orlova E. G., Ponomarev K. O. 2017. "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, vol. 110: Heat and Mass Transfer in the Thermal Control System of Technical and Technological Energy Equipment.
 - 16. Nurpeis A., Orlova E., Mamontov G. 2017. "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 141,01006.
 - 17. Nurpeis A., Ponomarev K., Nemova T. 2017. "Peculiarities of Temperature Fields Formation in Vapor Channels of Thermosyphons with Heat Carriers Boiling at Low Temperatures". MATEC Web of Conferences 141,01005.
 - 18. Pioro I. L. 1999. "Experimental Evaluation of Constants for the Rohsenow Pool Boiling Correlation". International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 42, pp. 2003-2013.
 - 19. Renjith Singh R., V. Selladurai, Ponkarthik P. K., Brusly Solomon A. 2015. "Effect of Anodization on the Heat Transfer Performance of Flat Thermosiphon". Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 68, pp. 574-581.
 - 20. Strakhov V. L., Garaschenko A. N., Kuznetsov G. V., Rudzinskii V. P. 2001. "Mathematical Simulation of Thermophysical and Thermos Chemical Processes during Combustion of Intumescent Fire-Protective Coating". Combustion, Explosion and Shock Waves, vol. 37, pp. 1178-186.
 - 21. Zhang P., Wang B., Shi W., Li X. 2015. "Experimental Investigation on Two-Phase Thermosyphon Loop with Partially Liquid-Filled Downcomer". Applied Energy, vol. 160, pp. 10-17.