

Вячеслав Иванович МАКСИМОВ¹
Атлант Едилулы НУРПЕЙИС²

УДК 536.2

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗАМКНУТЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУР В ХАРАКТЕРНЫХ СЕЧЕНИЯХ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ*

¹ кандидат технических наук, доцент,
Научно-образовательный центр И. Н. Бутакова,
Национальный исследовательский Томский политехнический университет
elf@tpu.ru

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

Аннотация

Приведены результаты экспериментального определения температур в рабочем канале замкнутого двухфазного термосифона. Экспериментальные исследования проводились в медном термосифоне с внутренним диаметром 39 мм, высотой теплообменника 161 мм, толщиной боковых стенок 1,5 мм и нижней крышки 2 мм. По результатам исследований установлена зависимость температур в характерных сечениях рабочей зоны (при использовании дистиллированной воды и низкокипящей жидкости — н-пентана в качестве основного хладагента) от величины теплового потока (от 0,3 до 9,5 кВт/м² для дистиллиро-

* Исследование проведено в рамках программы повышения конкурентоспособности Национального исследовательского Томского политехнического университета среди ведущих мировых научно-образовательных центров (проект ВИУ-ИШЭ-300/2018).

Цитирование: Максимов В. И. 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

ванной воды и от 0,3 до 0,5 кВт/м² для н-пентана) и коэффициента заполнения ($\varepsilon = 8\%$). Установлено, что во всем диапазоне изменений тепловых потоков период выхода на стационарный режим характерных температур достаточно длительный (6 000-10 000 с). Получены зависимости перепадов температур по высоте термосифона. Установлено, что перепады T по высоте двухфазного термосифона для дистиллированной воды не превышают 5 К, для н-пентана — 1,1 К.

Ключевые слова

Замкнутый двухфазный термосифон, теплоперенос, тепловой поток, испарение, конденсация.

DOI: 10.21684/2411-7978-2019-5-1-41-54

Введение

Замкнутые двухфазные термосифоны (ЗДТ) многими авторами [6, 10] рассматриваются как достаточно перспективные, надежные теплопередающие и теплообменные устройства за счет своей автономности, конструкционной гибкости, простоты изготовления, отсутствия движущихся частей, необходимости использования электроэнергии, насосов и т. д. По этой причине актуальны исследования возможности применения термосифонов как основного элемента системы охлаждения приборов, устройств и оборудования [3, 14]. Во многих исследованиях ЗДТ принято разделять на три зоны: испаритель, адиабатный участок, конденсатор. Но деление это достаточно условное, т. к. перенос жидкости и пара, а также фазовые превращения происходят во всех зонах [4, 14]. Следует отметить, что результаты изучения процессов теплопереноса в ЗДТ и их теплопередающей способности представляют собой по большей части выводы о преимуществах (или недостатках) конкретных термосифонов, теплоносителей, конструктивно-компоновочных схем, технических или технологических решений [18, 19]. По этой причине для анализа физики процессов, протекающих в термосифоне, необходима информация по температурным полям в характерных сечениях рабочих зон ЗДТ. Из-за объективных трудностей, возникающих при такого рода измерениях, во многих случаях экспериментальные исследования [7, 13] направлены на анализ изменений температур исключительно в определенных участках внешней стенки теплообменника, выбранных исследователями. Как правило, переток теплоты по корпусу ЗДТ интенсивен как по продольной, так и по поперечной координате. По этой причине измерения температуры (T) внешней поверхности недостаточно для анализа процессов, протекающих в зонах испарения, паровом канале и конденсации. Чтобы объективно анализировать закономерности протекания процессов теплопереноса в термосифонах, необходима информация о распределениях температур или хотя бы изменениях на отдельных участках соответствующих характерных зон испарения, переноса пара и конденсации. Проводя анализ современного состояния рассматриваемой проблемы, следует отметить и достаточно интенсивные в последние годы исследования процессов гидромеханики и теплопереноса, а также протекаю-

щих в термосифонах (ТС) процессов в рамках достаточно сложных математических моделей [11, 12]. Но результаты математического моделирования, полученные даже в последние годы с использованием широко распространенных пакетов типа ANSYS Fluent [8, 17], во многих случаях не подтверждаются результатами экспериментального изучения основных характеристик теплофизических процессов, в первую очередь температурных полей. В этой связи экспериментальное изучение температурных полей рабочей зоны термосифонов является актуальной задачей.

Цель исследования — экспериментальное определение температур в характерных сечениях рабочей зоны и последующая оценка эффективности термосифонов.

Методика экспериментальных исследований

На рис. 1 представлен стенд, разработанный для исследования температур в характерных сечениях рабочих зон термосифона при различных тепловых потоках, подводимых на нижнюю крышку [9].

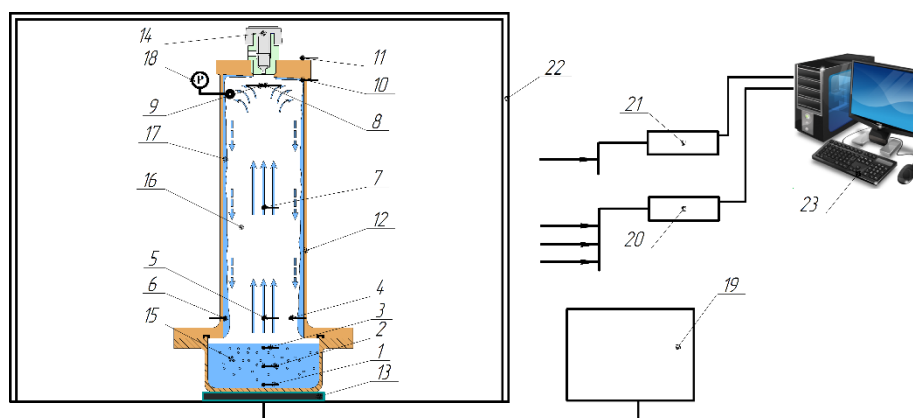


Рис. 1. Схема экспериментального стенда: 1-11 — термопары, 12 — корпус термосифона, 13 — нагревательный элемент, 14 — регулирующий клапан, 15 — рабочая жидкость, 16 — паровой канал, 17 — пленка конденсата, 18 — датчик давления, 19 — источник питания, 20 — аналого-цифровой преобразователь NI 9214, 21 — аналого-цифровой преобразователь NI USB-6001, 22 — стеклянный бокс, 23 — персональный компьютер

Fig. 1. Scheme of the experimental set-up: 1-11 — thermocouples, 12 — thermosyphon case, 13 — heating element, 14 — regulation valve, 15 — working liquid, 16 — vapor channel, 17 — condensate film, 18 — pressure sensor, 19 — power source, 20 — analog-to-digital converter NI 9214, 21 — analog-to-digital converter NI USB-6001, 22 — glass box, 23 — personal computer

Первостепенной задачей при разработке экспериментального стенда была достоверность зарегистрированных температур в характерных сечениях рабочих зон испарения, парового канала и зон конденсации. Основные трудности при проведении эксперимента заключались в обеспечении герметичности внутренней полости ТС, контроля положения термопар и обеспечения стабильного подвода и отвода теплового потока с нижней и верхней крышки термосифона. Исследования процессов теплопереноса проводились в ТС, изготовленном из меди, высотой 161 мм, с толщиной боковых стенок 1,5 мм и нижней стенки 2 мм, внутренним диаметром испарительной части и парового канала 39 мм. Для обеспечения движения конденсата только по одной стенке крышка термосифона выполнена под углом $\gamma = 3^\circ$ к плоскости основания. На крышке ТС установлен клапан для регулирования давления и сброса неконденсирующихся газов и воздуха в паровом канале. Подвод теплоты на нижнюю границу рассматриваемого теплообменника осуществлялся с помощью нагревательного элемента. Термопары (1)-(3), (5), (7)-(9) устанавливались на оси симметрии термосифона. Термопара (1) устанавливалась на нижней границе ТС (стенка — жидкость), термопары (2) и (3) — в слое жидкости на различных расстояниях от верхней границы слоя хладагента. На нижней границе парового канала на оси симметрии устанавливалась термопара (5), аналогично на расстоянии $0,5 r$ — термопара (4), на расстоянии r — термопара (6). В средней части парового канала устанавливалась термопара (7), на верхней границе парового канала — термопары (8), (9). Охлаждение верхней крышки осуществлялось за счет естественной конвекции наружного воздуха внутри стеклянного бокса. Измерение температуры стекающего конденсата вдоль боковой вертикальной стенки осуществлялось термопарой (10), которая была установлена в верхней части этой стенки. Для регистрации температуры верхней границы верхней крышки термосифона устанавливалась термопара (11).

С целью исключения неконтролируемого притока воздуха большое внимание уделялось герметизации ТС. Перед проведением экспериментов внутренняя полость теплообменника промывалась водой и обеззараживалась техническим спиртом. Полость термосифона не вакуумировалась, т. к. ТС может успешно работать и при наличии в полости небольшого количества воздуха. Воздух внутри теплообменника может привести к частичному увеличению давления в начале эксперимента, а также уменьшению конденсационной поверхности и коэффициента теплоотдачи от пара к верхней крышке ТС, но эти влияния незначительны. Подготовленный к опытам термосифон заполнялся через дозирующее устройство (шприц 60 см³ ГОСТ ISO 7886-1-2011) теплоносителем (дистиллированная вода, н-пентан). Испарительная и конденсационная части соединялись с помощью фланцев и скреплялись восемью винтами (ГОСТ 17473-80) диаметром 6 мм. Объемы хладагента в начале эксперимента и после его завершения в большинстве случаев отличались не более чем на 3%. Объем хладагента варьировался в диапазоне от 7 до 28 мл, исходя из задач экспериментов. Эксперимент проводился с помощью ступенчатого подвода теплового потока на нижнюю крышку, т. е. при достижении стационарного режима работы тепловой поток увеличивался.

В процессе исследования применялась классическая методология проведения экспериментов [2, 5], с помощью которой определялись влияния каждого значимого фактора. Несмотря на достаточно большие временные затраты, данный подход был наиболее приемлемым при исследовании теплопереноса в термосифоне. В качестве теплоносителей в ТС применяют и исследуют разные жидкости [4, 14]. Основными теплоносителями для проведения экспериментов выбраны дистиллированная вода и *n*-пентан. Выбор таких жидкостей обусловлен рядом факторов. Прежде всего, они являются взрыво- и пожаробезопасными, а также легкодоступными веществами. При этом их температуры кипения — 36,2 °С (*n*-пентан) и 100 °С (вода) — существенно отличаются, что представляет для практики большой интерес по причине отсутствия, как показал анализ литературы по данной тематике [3, 4, 6, 10, 13, 14], на данный момент конкретных выводов о связи температуры кипения теплоносителя и эффективности работы термосифона.

Результаты и обсуждения

Термограммы, полученные при проведении экспериментов при заполнении полости термосифона дистиллированной водой в интервале тепловых потоков $q = 0,3-1,8$ кВт/м², представлены на рис. 2.

Анализ представленных на рис. 2 зависимостей показал, что период выхода на стационарный режим характерных температур достаточно длительный во всем диапазоне изменений тепловых потоков (температуры во всех точках интенсивно растут в первые 5 000 с, а затем увеличиваются медленно). Это обусловлено тем, что за время в 2,5 ч равномерно прогреваются стенки и крышки термосифона. Небольшое снижение времени выхода на стационарный режим работы связано с тем, что с ростом теплового потока интенсифицируются процессы испарения и конденсации пара на нижней и верхней крышках (частично и на боковых поверхностях ТС). Стоит отметить и тот факт, что практически не изменяются во всем временном интервале разности температур между термопарами, установленными на равноудаленном расстоянии друг от друга в паровом канале. Например, разность температур между зонами испарения и конденсации составляет $\Delta T = 0,5$ К при $q = 0,3$ кВт/м² в интервале времени $3\ 000 < t < 7\ 000$ с, при $q = 1,8$ кВт/м² $\Delta T = 1,8$ К. Дальнейшее увеличение подводимого к нижней крышке ТС теплового потока не приводит к существенному изменению характера распределения температур в полости термосифона.

Для оценки условий, при которых ТС выходит на аварийный режим работы (происходит полное или частичное осушение испарительной части, что приводит к резкому снижению перепадов температур в паровом канале до десятых долей градусов), на рис. 3 приведены зависимости ΔT в двухфазном термосифоне от тепловых нагрузок.

Анализ зависимостей перепадов температур в ТС от теплового потока при коэффициенте заполнения ($\epsilon = 8\%$) показал, что с ростом q перепад T в термосифоне увеличивается, а затем уменьшается. Такой эффект обусловлен скорее всего тем, что до тепловых потоков, соответствующих предельным значениям ΔT , последователь-

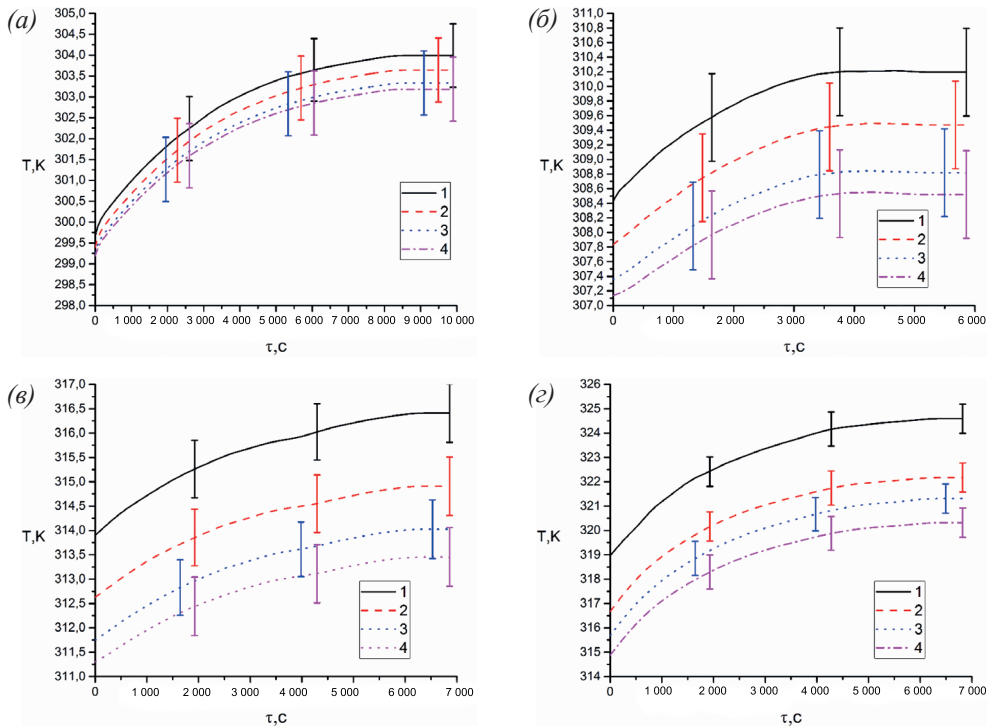


Рис. 2. Зависимости температур в характерных сечениях от времени при $\varepsilon = 8\%$ и тепловом потоке: а) $q = 0,3 \text{ кВт/м}^2$, б) $q = 0,5 \text{ кВт/м}^2$, в) $q = 0,9 \text{ кВт/м}^2$, г) $q = 1,8 \text{ кВт/м}^2$ (1 — слой хладагента, 2 — нижняя граница парового канала, 3 — центр парового канала, 4 — верхняя граница парового канала)

Fig. 2. Time dependences of temperatures in characteristic points when the filling ratio of thermosiphon was 8% and the thermal load was: а) $q = 0.3 \text{ kW/m}^2$, б) $q = 0.5 \text{ kW/m}^2$, в) $q = 0.9 \text{ kW/m}^2$, г) $q = 1.8 \text{ kW/m}^2$ (1 — coolant layer, 2 — the lower boundary of the steam channel, 3 — the center of the steam channel, 4 — the upper boundary of the steam channel)

но растут температура дистиллированной воды в области нижней крышки, скорости испарения, движения пара и конденсации на верхней крышке замкнутого термосифона. При этом скорости движения пара невелики, поэтому перепады составляют от 0,5 до 9 К. При достижении тепловых потоков, соответствующих кипению, интенсифицируются процессы парообразования и движения более горячего пара из области испарения в область конденсации с выделением скрытой теплоты парообразования. В результате перепад температур по высоте ТС падает до 2,5-3 К.

На рис. 4 приведены термограммы и перепады температур в термосифоне по высоте, полученные при тепловых нагрузках от 0,3 до 0,5 кВт/м² при объемах заполнения испарительной части на $\varepsilon = 8\%$ другим теплоносителем, существенно отличающимся свойствами от дистиллированной воды, — н-пентаном (C_5H_{12}).

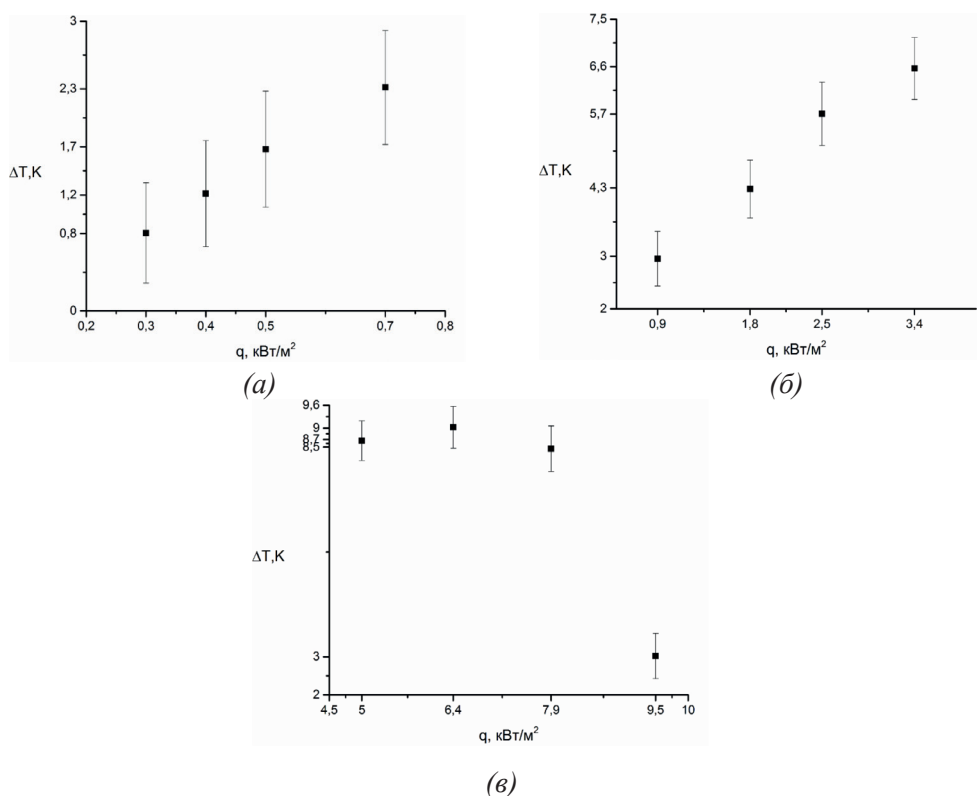


Рис. 3. Зависимости ΔT в термосифоне от тепловых нагрузок при $\varepsilon = 8\%$ в диапазоне изменения q от 0,3 до 9,5 кВт/м²

Fig. 3. Temperature differences in thermosyphon versus heat flux when the filling ratio was 8% and the heat flux varied q from 0.3 to 9.5 kW/m²

Анализ приведенных на рис. 4 зависимостей 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 низкокипящая жидкость C_5H_{12} в отличие от дистиллированной воды имеет существенно более низкую температуру кипения (36,1 °С). 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 рис. 5 приведены зависимости ΔT в двухфазном термосифоне от тепловой нагрузки для н-пентана.

Сравнительный анализ рис. 3 и 5 показал, что при использовании дистиллированной воды как основного хладагента перепад T по высоте ТС значительно

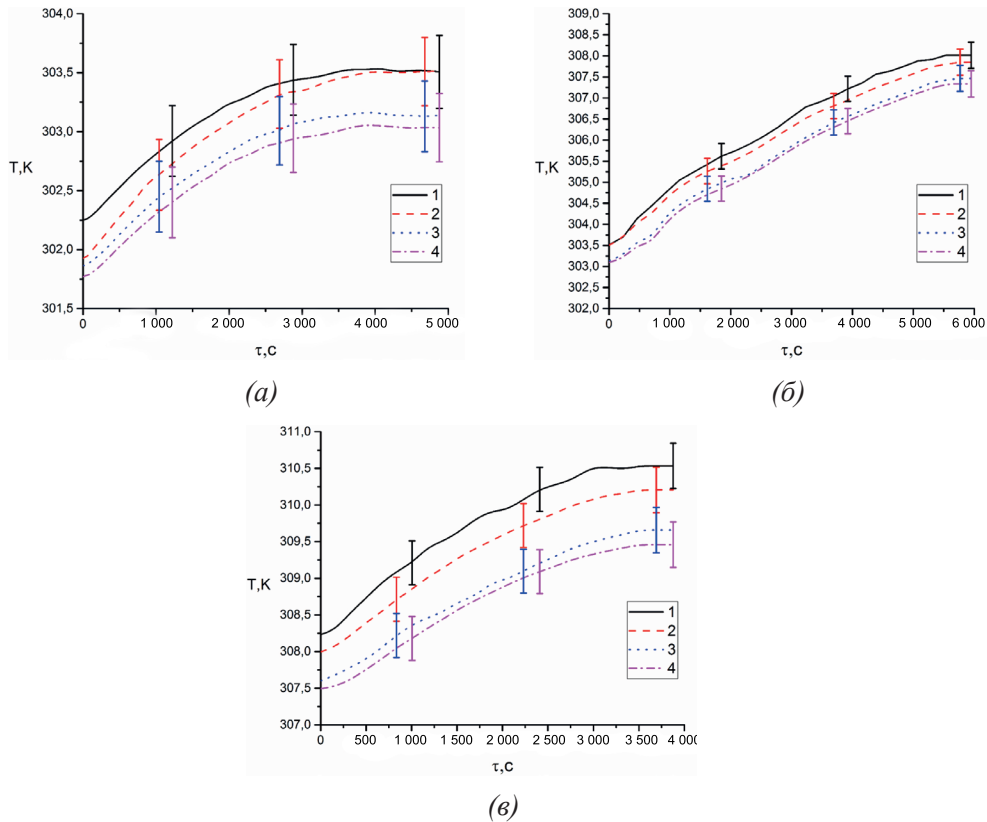


Рис. 4. Зависимости температур в характерных сечениях от времени при объемном заполнении н-пентаном термосифона 8% и тепловом потоке: а) $q = 0,3$ кВт/м², б) $q = 0,4$ кВт/м², в) $q = 0,5$ кВт/м² (1 — слой хладагента, 2 — нижняя граница парового канала, 3 — центр парового канала, 4 — верхняя граница парового канала)

Fig. 4. Time dependences of temperatures in characteristic points when the filling ratio of thermosyphon by *n*-pentane was 8% and the thermal load was: а) $q = 0.3$ kW/m², б) $q = 0.4$ kW/m², в) $q = 0.5$ kW/m² (1 — coolant layer, 2 — the lower boundary of the steam channel, 3 — the center of the steam channel, 4 — the upper boundary of the steam channel)

но выше, чем для низкокипящей жидкости (н-пентан), если рассматривать аналогичные режимы работы. Например, при $q = 0,3$ кВт/м² $\Delta T = 0,8$ К, $q = 0,4$ кВт/м² $\Delta T = 1,2$ К, $q = 0,5$ кВт/м² $\Delta T = 1,7$ К при использовании дистиллированной воды. В то же время для н-пентана при $q = 0,3$ кВт/м² $\Delta T = 0,5$ К, $q = 0,4$ кВт/м² $\Delta T = 0,67$ К, $q = 0,5$ кВт/м² $\Delta T = 1,1$ К. Такой результат позволяет сделать существенный вывод о том, что при малых значениях тепловых нагрузок ($q = 0,3-0,5$ кВт/м²), подводимых на нижнюю крышку термосифона, интенсифицируется процесс переноса тепла из зоны испарения в зону конденсации низкокипящего хладагента, что приводит к более быстрому охлаждению на-

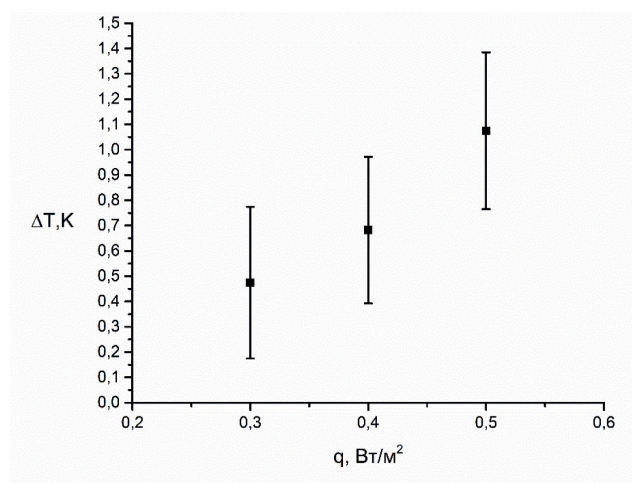


Рис. 5. Зависимости ΔT в термосифоне от тепловой нагрузки при объемном заполнении $\varepsilon = 8\%$ для *n*-пентана в диапазоне изменения q от 0,3 до 0,5 кВт/м²

Fig. 5. Temperature differences in thermosyphon versus heat flux when the filling ratio for *n*-pentane was 8% and q varied from 0.3 to 0.5 kW/m²

гретой поверхности энергонасыщенного оборудования, по сравнению с термосифоном с дистиллированной водой в качестве теплоносителя, кипящего при высоких 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 $T_{\text{кип}}$ 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, $T_{\text{кип}}$ 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.

Заключение

Выполненные эксперименты показали, что даже при использовании относительно простого хладагента — дистиллированной воды обеспечиваются условия интенсивного отвода теплоты из области тепловыделения (как, например, при тепловых нагрузках к верхней крышке, соответствующих масляному баку силового трансформатора [1]). Также проведенные эксперименты показали, что при максимальных для рассматриваемых условий тепловых нагрузках перепады температур в термосифоне не превышают 5 К для дистиллированной воды и 1,1 К для *n*-пентана. Поэтому можно сделать вывод, что моделирование процессов теплопереноса в термосифоне возможно с достаточно высокой достоверно-

стью без описания процессов движения пара в паровом канале (не используя сложные модели гидродинамики [8, 11, 15, 16] на базе уравнений Навье — Стокса), а с помощью решения только задачи теплопереноса для зон испарения и конденсации, а также определения скорости фазовых превращений на нижней и верхней крышках ТС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алексеев Б. А. Контроль состояния (диагностика) крупных силовых трансформаторов / Б. А. Алексеев. М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 2002. 216 с.
2. Архипов В. А. Основы теории инженерно-физического эксперимента: учеб. пособие / В. А. Архипов, А. П. Березиков. Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. 206 с.
3. Безродный М. К. Двухфазные термосифоны в промышленной теплотехнике / М. К. Безродный, С. С. Волков, В. Ф. Мокляк. Киев: Вища школа, 1991. 75 с.
4. Безродный М. К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика / М. К. Безродный, И. Л. Пиоро, Т. О. Костюк. Киев: Факт, 2005. 704 с.
5. Спирин Н. А. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента: конспект лекций (отдельные главы из учебника для вузов) / Н. А. Спирин, В. В. Лавров; под общ. ред. Н. А. Спирина. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2004. 257 с.
6. Byrne P. Experimental study of an air-source heat pump for simultaneous heating and cooling — Part 2: Dynamic behaviour and two-phase thermosiphon defrosting technique / P. Byrne, J. Miriel, Y. Lénat // *Applied Energy*. 2011. Vol. 88. No 9. Pp. 3072-3078. DOI: 10.1016/j.apenergy.2011.03.002
7. Chehade A. A. Experimental investigation of thermosiphon loop thermal performance / A. A. Chehade, H. Louahlia-Gualous, S. Le Masson, I. Victor, N. Abouzahab-Damaj // *Energy Conversion and Management*. 2014. Vol. 84. Pp. 671-680. DOI: 10.1016/j.enconman.2014.04.092
8. Fadhl B. Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosiphon / B. Fadhl, L. C. Wrobel, H. Jouhara // *Applied Thermal Engineering*. 2013. Vol. 60. No 1-2. Pp. 122-131. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.06.044
9. Feoktistov D. V. Experimental research of thermophysical processes in a closed two-phase thermosiphon / D. V. Feoktistov, E. A. Vympin, A. E. Nurpeiis // *MATEC Web of Conferences*. 2016. Vol. 72. 01081. DOI: 10.1051/mateconf/20167201081
10. Hakeem M. A. Prediction of temperature profiles using artificial neural networks in a vertical thermosiphon reboiler / M. A. Hakeem, M. Kamil, I. Arman // *Applied Thermal Engineering*. 2008. Vol. 28. No 13. Pp. 1572-1579. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2007.10.002
11. Huminic G. Numerical study on heat transfer characteristics of thermosiphon heat pipes using nanofluids / G. Huminic, A. Huminic // *Energy Conversion and Management*. 2013. Vol. 76. Pp. 393-399. DOI: 10.1016/j.enconman.2013.07.026
12. Jiao B. Determination of the operation range of a vertical two-phase closed thermosiphon / B. Jiao, L. M. Qiu, Z. H. Gan, X. B. Zhang // *Heat and Mass Transfer*. 2012. Vol. 48. No 6. Pp. 1043-1055. DOI: 10.1007/s00231-011-0954-x

13. Jouhara H. Experimental investigation of small diameter two phase closed thermosyphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283 / H. Jouhara, A. J. Robinson // *Applied Thermal Engineering*. 2010. Vol. 30. No 2-3. Pp. 201-211. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2009.08.007
14. Kim C. Effect of air-gap fans on cooling of windings in a large-capacity, high-speed induction motor / C. Kim, K.-S. Lee, S.-J. Yook // *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 100. Pp. 658-667. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.02.077
15. 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. Vol. 20. No 2. Pp. 201-210. DOI: 10.1134/S1810232811020081
16. Kuznetsov G. V. Numerical analysis of basic regularities of heat and mass transfer in a high-temperature heat pipe / G. V. Kuznetsov, A. E. Sitnikov // *High Temperature*. 2002. Vol. 40. No 6. Pp. 898-904. DOI: 10.1023/A:1021437502952
17. Leong K. Y. Performance investigation of nanofluids as working fluid in a thermosyphon air preheater / K. Y. Leong, R. Saidur, T. M. I. Mahlia, Y. H. Yau // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2012. Vol. 39. No 4. Pp. 523-529. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.01.014
18. Noie S. H. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon / S. H. Noie // *Applied Thermal Engineering*. 2005. Vol. 25. No 4. Pp. 495-506. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2004.06.019
19. Sobhan C. B. A review and comparative study of the investigations on micro heat pipes / C. B. Sobhan, R. L. Rag, G. P. Peterson // *International Journal of Energy Research*. 2007. Vol. 31. No 6-7. Pp. 664-688. DOI: 10.1002/er.1285

Vyacheslav I. MAKSIMOV¹
Atlant E. NURPEIIS²

UDC 536.2

**EVALUATING THE EFFICIENCY OF CLOSED TWO-PHASE
THERMOSYPHONS BASED ON EXPERIMENTAL DETERMINATION
OF TEMPERATURES IN THE CHARACTERISTIC CROSS SECTIONS
OF THE WORKING AREA***

¹ Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor, Butakov Research Center,
Tomsk Polytechnic University
elf@tpu.ru

² Assistant, Butakov Research Center,
Tomsk Polytechnic University
nurpeiis_atlant@mail.ru

Abstract

This article presents the results of the experimental determination of temperatures in the working channel of a closed two-phase thermosyphon. The authors have conducted experimental research using a copper thermosyphon with a height of 161 mm, sidewall thickness of 1.5 mm, and a bottom cover of 2 mm. The internal diameter of the evaporation part and the vapor channel was 39 mm.

According to the results, the temperature in characteristic sections of the working area (with distilled water and low-boiling liquid *n*-pentane as the main coolants) was determined as a function of the heat flux (from 0.3 to 9.5 kW/m² for distilled water and from 0.3 to 0.5 kW/m² for *n*-pentane) and the filling ratio ($\varepsilon = 8\%$). The time taken to reach the stationary mode of characteristic temperatures

* This research was performed as part of the program of improving the competitiveness of Tomsk Polytechnic University among the leading global educational centers (project VIU-IShE-300/2018).

Citation: Maksimov V. I., Nurpeiis A. E. 2019. "Evaluating the efficiency of closed two-phase thermosyphons based on experimental determination of temperatures in the characteristic cross sections of the working area". Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy, vol. 5, no 1, pp. 41-54.
DOI: 10.21684/2411-7978-2019-5-1-41-54

was found to be rather long in the whole range of the heat fluxes. The obtained dependencies of the temperature differences along the thermosyphon height showed that under the maximum thermal loads for the conditions under consideration, the temperature differences in the vapor channel of the thermosyphon do not exceed 5 K for distilled water and 1.1 K for *n*-pentane.

Keywords

Two-phase thermosyphon, heat flux, heat transfer, evaporation, condensation.

DOI: 10.21684/2411-7978-2019-5-1-41-54

REFERENCES

1. Alekseev B.A. 2002. Condition Monitoring (Diagnostics) of Large Power Transformers. Moscow: NTs ENAS. [In Russian]
2. Arkhipov V. A., Berezikov A. P. 2008. Fundamentals of the Theory of Engineering and Physical Experiment: A Training Manual. Tomsk: Tomsk Polytechnic University. [In Russian]
3. Bezrodny M. K., Volkov S. S., Moklyak V. F. 1991. Two-Phase Thermosyphons in Industrial Heat Engineering. Kiiv: Vishcha shkola. [In Russian]
4. Bezrodny M. K., Pioro I. L., Kostyuk T. O. 2005. Transfer Processes in Two-Phase Thermosiphon Systems. Theory and Practice. Kiiv: Fakt. [In Russian]
5. Spirin N. A., Lavrov V. V. 2004. Methods of Planning and Processing the Results of an Engineering Experiment: Lecture Notes (selected chapters from a textbook for universities). Edited by N. A. Spirin. Yekaterinburg: GOU VPO UGTU-UPI. [In Russian]
6. Byrne P., Miriel J., Lénat Y. 2011. "Experimental study of an air-source heat pump for simultaneous heating and cooling — Part 2: Dynamic behaviour and two-phase thermosiphon defrosting technique". *Applied Energy*, vol. 88, no 9, pp. 3072-3078. DOI: 10.1016/j.apenergy.2011.03.002
7. Chehade A. A., Louahlia-Gualous H., Le Masson S., Victor I., Abouzahab-Damaj N. 2014. "Experimental investigation of thermosyphon loop thermal performance". *Energy Conversion and Management*, vol. 84, pp. 671-680. DOI: 10.1016/j.enconman.2014.04.092
8. Fadhl B., Wrobel L.C., Jouhara H. 2013. "Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon". *Applied Thermal Engineering*, vol. 60, no 1-2, pp. 122-131. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.06.044
9. Feoktistov D. V., Vympin E. A., Nurpeiis A. E. 2016. "Experimental Research of Thermophysical Processes in a Closed Two-Phase Thermosyphon". *MATEC Web of Conferences*, vol. 72. 01081. DOI: 10.1051/mateconf/20167201081
10. Hakeem M. A., Kamil M., Arman I. 2008. "Prediction of temperature profiles using artificial neural networks in a vertical thermosyphon reboiler". *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, no 13, pp. 1572-1579. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2007.10.002
11. 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. DOI: 10.1016/j.enconman.2013.07.026

12. Jiao B., Qiu L. M., Gan Z. H., Zhang X. B. 2012. "Determination of the operation range of a vertical two-phase closed thermosyphon". *Heat and Mass Transfer*, vol. 48, no 6, pp. 1043-1055. DOI: 10.1007/s00231-011-0954-x
13. Jouhara H., Robinson A. J. 2010. "Experimental investigation of small diameter two phase closed thermosyphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283". *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no 2-3, pp. 201-211. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2009.08.007
14. Kim C., Lee K.-S., Yook S.-J. 2016. "Effect of air-gap fans on cooling of windings in a large-capacity, high-speed induction motor". *Applied Thermal Engineering*, vol. 100, pp. 658-667. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.02.077
15. Kuznetsov G. V., Al-Ani M. A., Sheremet M. A. 2011. "Numerical analysis of convective heat transfer in a closed two-phase thermosyphon". *Journal of Engineering Thermophysics*, vol. 20, no 2, pp. 201-210. DOI: 10.1134/S1810232811020081
16. Kuznetsov G. V., Sitnikov A. E. 2002. "Numerical analysis of basic regularities of heat and mass transfer in a high-temperature heat pipe". *High Temperature*, vol. 40, no 6, pp. 898-904. DOI: 10.1023/A:1021437502952
17. Leong K. Y., Saidur R., Mahlia T. M. I., Yau Y. H. 2012. "Performance investigation of nanofluids as working fluid in a thermosyphon air preheater". *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, no 4, pp. 523-529. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.01.014
18. Noie S. H. 2005. "Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon". *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, no 4, pp. 495-506. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2004.06.019
19. Sobhan C. B., Rag R. L., Peterson G. P. 2007. "A review and comparative study of the investigations on micro heat pipes". *International Journal of Energy Research*, vol. 31, pp. 664-688. DOI: 10.1002/er.1285