

УДК 621.565.83

ИНТЕНСИВНОСТЬ ТЕПЛОТДАЧИ В ЗОНЕ ИСПАРЕНИЯ ДВУХФАЗНОГО ТЕРМОСИФОНА

К. т. н. В. Ю. Кравец, к. т. н. В. И. Коньшин, д. т. н. Е. Н. Письменный

Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт»
Украина, г. Киев
Kravetz_kpi@ukr.net

Приводятся экспериментальные данные по коэффициентам теплоотдачи в зоне испарения закрытого двухфазного термосифона с внутренним диаметром 5 мм и длиной 700 мм. Показано влияние геометрических и режимных параметров на теплопередающие характеристики термосифона.

Ключевые слова: Термосифон, коэффициент теплоотдачи, зона испарения.

Системы охлаждения на основе испарительно-конденсационного цикла нашли широкое применение в различных устройствах теплообменного оборудования. Одними из эффективных элементов систем охлаждения, использующих принцип испарительно-конденсационного цикла, в настоящее время являются замкнутые двухфазные термосифоны различных конструкций [1—3]. Возврат конденсата в них обеспечивается в основном за счет сил гравитации, поэтому основное применение они нашли при работе в вертикальном положении или под некоторым углом к горизонту. Преимущества их по сравнению с другими видами элементов систем охлаждения заключаются в высоких теплопередающих способностях и в простоте изготовления. Однако на теплопередающие характеристики термосифонов влияет большое количество факторов. Это, прежде всего, общая длина, внутренний диаметр, длина зон нагрева (испарения) и конденсации, количество заправленного теплоносителя и его теплофизические свойства, условия охлаждения зоны конденсации. Также в термосифонах без вставок (ординарные термосифоны) процесс транспорта теплоты сопровождается периодическими выбросами теплоносителя из зоны нагрева в зону конденсации и связанными с этим температурными пульсациями стенок термосифона [4—6].

Основным критерием эффективной работы термосифонов является низкое термическое сопротивление R при максимальной передаваемой мощности Q_{\max} . Величина R зависит от интенсивности теплоотдачи в зонах испарения и конденсации. Основной вклад при этом вносит зона испарения, где происходит переход теплоносителя из жидкой в паровую фазу. Процесс пузырькового кипения отличается высоким коэффициентом теплоотдачи, однако с изменением внутреннего диаметра термосифонов условия парообразования не могут быть одинаковыми. Степень заполнения термосифона теплоносителем также влияет на интенсивность теплоотдачи в зоне испарения. При этом, если учитывать периодические выбросы теплоносителя в зону конденсации, коэффициенты теплоотдачи, соответственно, будут изменяться во времени.

Очевидно что определение интенсивности теплоотдачи в зонах теплообмена термосифонов является важной задачей для расчета их теплопередающих характеристик.

Настоящее исследование посвящено изучению влияния определяющих факторов на интенсивность теплоотдачи в зоне нагрева медного термосифона с внутренним диаметром $d_{\text{вн}} = 5 \cdot 10^{-3}$ м и длиной 0,7 м. Длина зоны конденсации 0,21 м, а длина зоны нагрева изменялась: 0,045, 0,175 и 0,2 м. В качестве теплоносителя использовалась вода. Коэффициент заполнения K_z , равный отношению объема, занимаемого теплоносителем $V_{\text{ж}}$ к объему всей зоны нагрева $V_{\text{ЗН}}$, составлял 0,44; 0,96 и 1,93. Зона конденсации омывалась водой с температурой 20°C и постоянным расходом $4,9 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Исследования проводились на экспериментальной установке, схема которой приведена на рис. 1. При проведении эксперимента термосифон 1 устанавливался вертикально. К зоне испарения термосифона тепловой поток подводился с помощью омического нагревателя 2, подключенного к лабора-

торному трансформатору 4 через стабилизатор напряжения 5. Контроль величины тепловой нагрузки осуществлялся с помощью ваттметра 3. Температура по всей длине термосифона измерялась с помощью медь-константановых термопар, которые были припаяны к внешней стенке термосифона. Сигнал от термопар 8 подавался на аналогово-цифровой преобразователь 6 и далее на персональный компьютер 7. Система опроса показаний термопар позволяла фиксировать температуру в реальном времени с частотой 1 Гц.

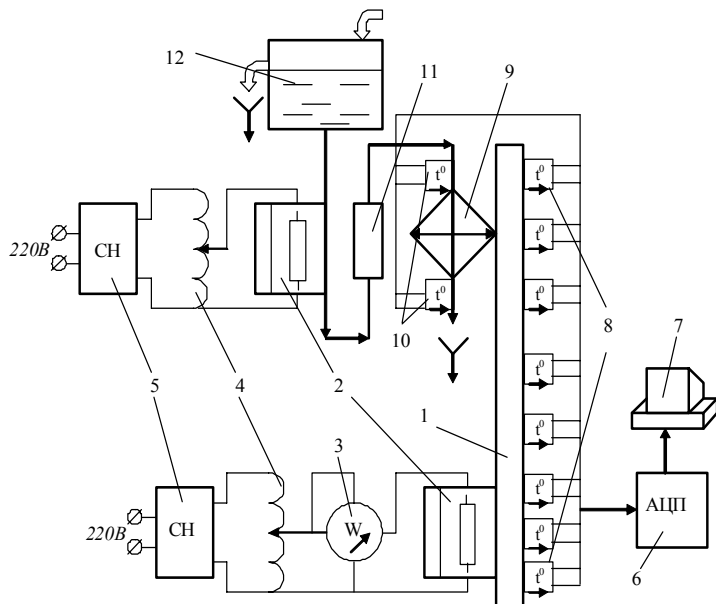


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

1 – термосифон; 2 – омический нагреватель; 3 – ваттметр; 4 – лабораторный автотрансформатор; 5 – стабилизатор напряжения; 6 – аналогово-цифровой преобразователь; 7 – персональный компьютер; 8 – медь-константановые термопары для контроля температуры термосифона (8 шт.); 9 – конденсатор типа «труба в трубе»; 10 – медь-константановые термопары охлаждающей воды (2 шт.); 11 – ротаметр; 12 – напорный бак

Отвод теплоты в верхней части термосифона осуществлялся с помощью конденсатора типа «труба в трубе» 9. Зона конденсации омывалась водой с фиксированным расходом G , который поддерживался постоянным с помощью напорного бака 12 и контролировался ротаметром 11. Температура воды на входе в конденсатор и на выходе из него измерялась двумя медь-константановыми термопарами 10. Температура воды на входе в конденсатор во время эксперимента поддерживалась постоянной с точностью $\pm 0,5^\circ\text{C}$ с помощью электронагревателя 2. По показаниям термопар 10 ($t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вых}}$), ротаметра 11 (G) и при известной удельной теплоемкости воды C_p рассчитывался реальный отводимый термосифоном тепловой поток $Q_{\text{отв}} = C_p \cdot G [\bar{t}_{\text{вых}}(\tau) - \bar{t}_{\text{вх}}(\tau)]$,

где $\bar{t}_{\text{вых}}(\tau)$, $\bar{t}_{\text{вх}}(\tau)$ — средние во времени температуры выходящей и входящей воды в конденсаторе при установившемся режиме теплопередачи в термосифоне.

Поскольку средняя температура в зоне транспорта практически соответствует температуре насыщения в термосифоне,

то по известным значениям средних температур в зонах испарения $\bar{t}_{\text{зи}}$, транспорта $\bar{t}_{\text{зт}}$ и величине реально передаваемого теплового потока рассчитывались средние значения коэффициента теплоотдачи в зоне нагрева

$$\alpha_{\text{зн}} = \frac{Q_{\text{отв}}}{(\bar{t}_{\text{зи}} - \bar{t}_{\text{зт}}) F_{\text{зн}}} = \frac{q_{\text{зн}}}{(\bar{t}_{\text{зи}} - \bar{t}_{\text{зт}})}$$

Проведенные исследования показали, что, как было отмечено и в [5], начало эффективной работы термосифона наступало не сразу после включения тепловой нагрузки. После подачи теплового потока температура в зоне нагрева начинала монотонно возрастать до некоторого значения, при котором возникал первый центр парообразования.

Сейчас общепризнано, что причиной появления зародышей паровой фазы являются флуктуации плотности, которые вызваны беспорядочным тепловым движением молекул в жидкости. Молекулярно-кинетический подход к образованию паровой фазы [7, 8] основывается на предположении, что в жидкости существуют молекулы с разным энергетическим потенциалом. Некоторое количество молекул имеют энергию, значительно превышающую средний уровень. При столкновении таких молекул с теми, которые имеют меньшую энергию, происходит образование более крупных молекул, которые в дальнейшем способны присоединять другие менее активные молекулы. Энергия такого молекулярного образования повышается до некоторого критического уровня, и этот сгусток молекул переходит в состояние неустойчивого равновесия, которое может нарушиться в результате присоединения либо отдельной молекулы, либо при соударении с другой группой молекул. При подводе тепловой энергии к системе такое образование может играть роль зародыша паровой фазы. Преодолевая

некий энергетический барьер, система из неустойчивого равновесия переходит в устойчивое. Этот переход происходит за очень короткий промежуток времени и носит взрывной характер.

В [6] показано, что до момента активации первых центров парообразования (режим конвекции) тепловая энергия в термосифоне практически не передается. При этом температура в зоне нагрева монотонно возрастает до значений, которые в некоторых случаях превышают допустимую для объекта охлаждения. Теплоноситель перегревается относительно температуры насыщения и переходит в область метастабильного (неустойчивого) состояния [9]. При достижении некоторого температурного уровня, связанного с родом жидкости и состоянием поверхности теплообмена, происходит возникновение первых паровых пузырей, что приводит к резкому снижению температуры в зоне нагрева и росту температуры в зоне конденсации.

Если рассмотреть изменение коэффициента теплоотдачи во времени совместно с температурным режимом термосифона (рис. 2), то можно увидеть, что при монотонном росте температуры в зоне нагрева вплоть до первого резкого падения температуры, интенсивность передачи тепловой энергии была практически нулевой.

При активации первого парового пузыря, что соответствовало падению температуры в зоне нагрева (линия 1), интенсивность теплоотдачи резко возросла, достигая почти $3000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$. Температура в зонах транспорта и конденсации при этом скачком увеличивалась. Такие же изменения температуры и интенсивности теплоотдачи наблюдались при каждом выбросе парожидкостной смеси в зону конденсации.

Усредненные по времени коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{зи}}$ имели более низкие значения, чем в пиковых режимах. На рис. 3 показано влияние коэффициента заполнения K_3 на интенсивность теплоотдачи в зоне испарения термосифона. Из рисунка видно, что чем меньше K_3 , тем выше $\alpha_{\text{зи}}$. Это связано с тем, что на оголенной от теплоносителя

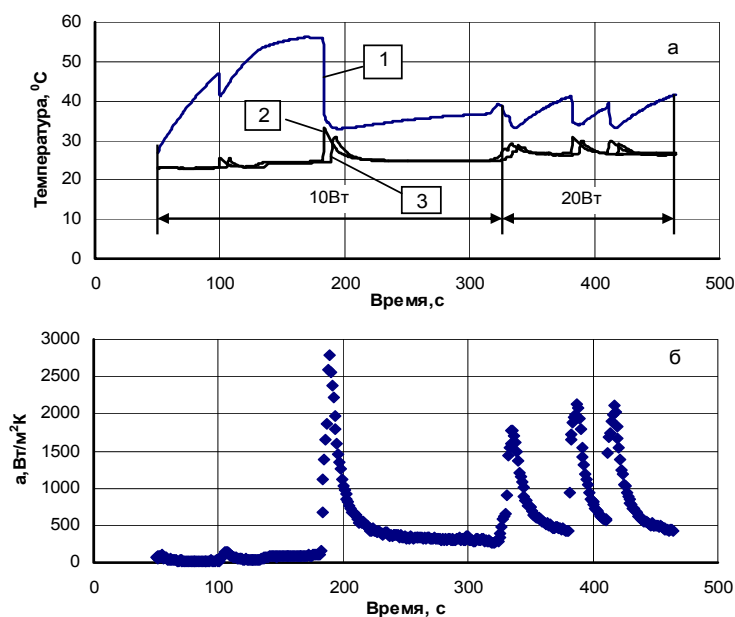


Рис. 2. Совмещенные зависимости температуры стенки термосифона (а) и коэффициентов теплоотдачи в зоне нагрева (б) от времени при изменении теплового потока ($K_3=0,44$) Средние температуры: 1 – зоны нагрева; 2 – зоны транспорта; 3 – зоны конденсации

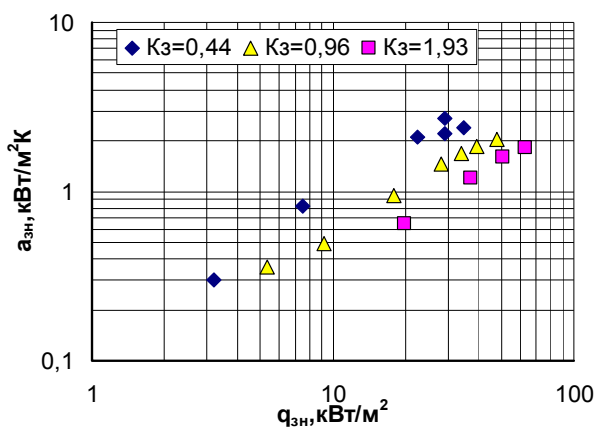


Рис. 3. Зависимость интенсивности теплоотдачи в зоне испарения от теплового потока при различных степенях заполнения (внутренний диаметр 5 мм)

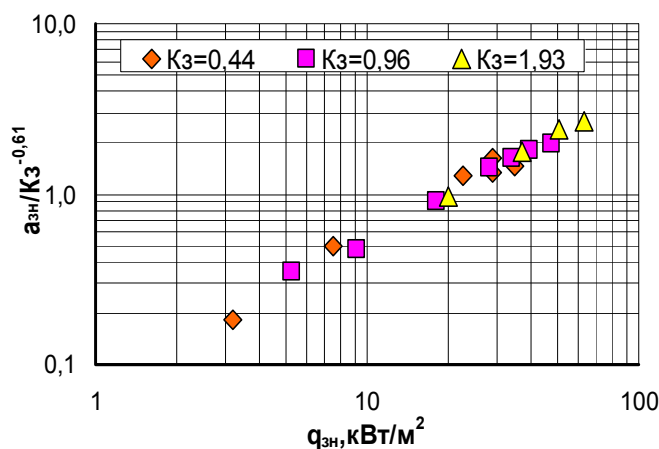


Рис. 4. Обобщение экспериментальных данных в зоне нагрева двухфазного термосифона с $d_{\text{вн}} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

ля стенке зоны испарения увеличивается интенсивность теплоотдачи благодаря тонкому слою стекающего конденсата, а, как известно [10], в тонких пленках интенсивность теплоотдачи намного выше, чем в большом объеме.

В результате обобщения экспериментальных данных была получена зависимость $\alpha_{3Н}=f(q_{3Н})$

$$\alpha_{3Н} = 0,073 \cdot q_{3Н}^{0,88} \left(\frac{V_{ж}}{V_{3Н}} \right)^{-0,61},$$

которая (рис. 4) обобщает экспериментальные данные по интенсивности теплоотдачи в зоне испарения термосифона с $d_{вн}=5 \cdot 10^{-3}$ м и длиной 0,7 м и справедлива в диапазоне тепловых потоков от 3 до 70 кВт/м² при вертикальном его расположении.

Следует также учитывать, что количество теплоносителя Кз влияет и на максимальные передаваемые тепловые потоки термосифоном.

Таким образом, проведенное исследование показало, что интенсивность теплоотдачи в зоне нагрева термосифона можно рассчитать при условии определения всех влияющих факторов. К одним из основных факторов можно отнести коэффициент заполнения термосифона. Полученная зависимость позволяет определить коэффициенты теплоотдачи в зоне нагрева, несмотря на то, что характер передачи тепловой энергии происходит в виде периодических температурных изменений.

ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Безродный М. К., Волков С. С., Мокляк В. Ф. Двухфазные термосифоны в промышленной теплотехнике. – Киев: Вища школа, 1991.
2. Безродный М. К., Пиоро И. Л., Костюк Т. О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. – Киев: Факт, 2005.
3. Свириденко И. И. Расчетное моделирование аварийного расхолаживания ВВЭР-1000 автономной термосифонной СПОТ // В Зб. Науков. праць СНУЯЕ та П. – Севастополь: СНУЯЕтаП, 2006. – Вып. 17. – С. 29–41.
4. Khazaee I., Hosseini R., Noie S. H. Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon // Applied Thermal Engineering. – 2010. – Vol. 30. – N 5. – P. 406 – 412.
5. Кравец В. Ю., Письменный Е. Н., Коньшин В. И. Пульсационные явления в закрытых двухфазных термосифонах // Збірник наук. праць СНУЯЕ та П. – Севастополь. – 2009. – Вып. 4(32) – С. 39 – 46.
6. Кравец В. Ю., Письменный Е. Н., Коньшин В. И., Бехмард Голамреза. Влияние режимных факторов на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов // Збірник наук. праць СНУЯЕ та П. – Севастополь. – 2010. – Вып. 4(36) – С. 41 – 49.
7. Френкель Я. И. Кинетическая теория жидкостей. – Москва: Наука, 1975.
8. Volmer M. Kinetik der Phasenbildung. – Dresden und Leipzig, 1938.
9. Кисина В. И., Тарасова Н. В. Границы и стадии поверхностного кипения воды // Теплоэнергетика. – 2010. – № 3. – С. 9 – 22.
10. Толубинский В.И. Теплообмен при кипении. – Киев: Наук. думка, 1980.

V. Yu. Kravets, V. I. Konshin, E. N. Pismenniy

Heat-transfer intensity in the heating area of a two-phase thermosyphon.

This article represents data on heat-transfer coefficients in the heating area of a closed two-phase thermosyphon with inner diameter 5 mm, total length 700 mm. The effect of geometrical and operational parameters on the heat-transfer characteristics of the thermosyphons are shown.

Keywords: *thermosyphon, heat-transfer coefficient, heating area.*