

14. Kedzierski, M. A. Effect of CuO nanolubricant on R134a pool boiling heat transfer [Text] / M. A. Kedzierski, M. Gong // Int J Refrig. – 2009. – Vol. 32. – P. 791–799.
15. Utomo, Adi T. Experimental and theoretical studies of thermal conductivity, viscosity and heat transfer coefficient of titania and alumina nanofluids [Text] / T. Utomo Adi, H. Poth, Phillip T. Robbins, Andrzej W. Pacek // Int J Heat Mass Transf. – 2012. – Vol. 55. – P. 7772–7781.
16. Ахманов, С. А. Введение в статистическую радиофизику и оптику [Текст] / С. А. Ахманов, Ю. Е. Дьяков, А. С. Чиркин. – М.: Наука, 1981. – 640 с.
17. Cummins, H. Z. Photon correlation and light beating spectroscopy [Text] / H. Z. Cummins, E. R. Pike. – England: Great Malvern, Royal Radar Establishment, 1974. – 583 p.
18. Заремба, В. Г. Визначення моментів старших кореляційних функцій електромагнітних полів при однокотковій реєстрації [Текст] / В. Г. Заремба, Г. І. Салістра, В. Я. Гоцульський, В. Е. Чечко // УФЖ. – 1995. – Т. 40(6). – С. 638–639.

*Приводяться експериментальні дані по коефіцієнтам тепловіддачі в зоні випаровування закритих двофазних термосифонів з внутрішніми діаметрами 5 мм і 9 мм, довжиною 700 мм. В якості теплоносіїв використовувалися вода і етанол. Отримана емпірична залежність інтенсивності тепловіддачі в зоні випаровування термосифона від густини теплового потоку при зміні кута нахилу. Показано вплив типу теплоносія, а також геометричних і режимних параметрів на теплопередаючі характеристики термосифонів*

*Ключеві слова: термосифон, зона випаровування, зона конденсації, тепловий потік, теплоносій, коефіцієнт тепловіддачі, кут нахилу, ступінь заповнення*

*Приводятся экспериментальные данные по коэффициентам теплоотдачи в зоне испарения закрытых двухфазных термосифонов с внутренними диаметрами 5 мм и 9 мм, длиной 700 мм. В качестве теплоносителей использовались вода и этанол. Получена эмпирическая зависимость интенсивности теплоотдачи в зоне испарения термосифона от плотности теплового потока при изменении угла наклона. Показано влияние типа теплоносителя, а также геометрических и режимных параметров на теплопередающие характеристики термосифонов*

*Ключевые слова: термосифон, зона испарения, зона конденсации, тепловой поток, теплоноситель, коэффициент теплоотдачи, угол наклона, степень заполнения*

УДК 621.565.83

## ИНТЕНСИВНОСТЬ ТЕПЛООТДАЧИ В ЗОНЕ ИСПАРЕНИЯ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНОВ

**В. Ю. Кравец**

Кандидат технических наук, доцент\*

E-mail: kravetz\_kpi@ukr.net

**В. И. Коньшин**

Кандидат технических наук, доцент\*

E-mail: kravetzkpi@ukr.net

**Н. С. Ванеева\***

Кафедра атомных электрических

станций и инженерной теплофизики

Национальный технический

университет Украины

«Киевский политехнический институт»

пр. Победы, 37, г. Киев, Украина, 03056

E-mail: kravetz\_kpi@ukr.net

### 1. Введение

Системы охлаждения на основе испарительно-конденсационного цикла нашли широкое применение в различных устройствах теплообменного оборудования. Основным преимуществом их является обеспечение высокой интенсивности теплоотдачи в областях подвода и отвода тепловой энергии. Этого добиваются путем изменения агрегатного состояния вещества (теплоносителя), находящегося внутри замкнутого объема. В зоне подвода теплоты это процесс генерации паровой фазы (кипение), а в зоне отвода теплоты – обратный процесс (конденсация). Существенным также является возврат конденсата в зону подвода теплоты, что возможно осуществить различными способами (силы гравитации, капиллярные силы, механический перенос и др.).

Одними из эффективных элементов систем охлаждения, использующих принцип испарительно-кон-

денсационного цикла, в настоящее время являются замкнутые двухфазные термосифоны различных конструкций [1–3]. Возврат конденсата в них в основном обеспечивается 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, количество заправленного теплоносителя и его теплофизические свойства, общая длина, внутренний диаметр, длины зон нагрева (испарения) и конденсации и 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].

Наличие большого количества влияющих факторов ставит актуальной задачу поиска наиболее оптимальных конструкций систем охлаждения на основе двухфазных термосифонов, что является важным для конкретных условий применения их в различных областях техники.

## 2. Анализ литературных данных

Одним из критериев эффективной работы термосифонов является низкое термическое сопротивление  $R$  при максимальной передаваемой мощности  $Q_{\max}$ . Величина термического сопротивления зависит от интенсивности теплоотдачи в зонах испарения (нагрева) и конденсации. В [7] исследовались теплопередающие характеристики термосифона длиной 200 мм с внутренним диаметром 6 мм, который последовательно заполнялся водой и другими диэлектрическими жидкостями. Там было показано, что величины  $R$  в зоне испарения и конденсации практически не отличаются друг от друга. Однако в [6] отмечается, что основной вклад в суммарное  $R$  вносит зона испарения, где происходит переход теплоносителя из жидкой фазы в паровую. Наблюдается зависимость от длин теплообменных зон и количества заполненного теплоносителя. Так, в [8] проводились исследования влияния длин зон нагрева и величины заправки теплоносителем на термосифоне длиной 980 мм и внутренним диаметром 32 мм. Существенное влияние на теплопередающие характеристики оказала степень заполнения. Однако сравнение коэффициентов теплоотдачи в зоне испарения с известной формулой Imura [9] показало значительное расхождение. Причем однозначности влияния степени заполнения на интенсивность теплоотдачи выявлено не было. Также на этот процесс оказывает существенное влияние и внутренний диаметр парового пространства термосифона. Несмотря на то, что процесс пузырькового кипения в зоне испарения происходит при высоких коэффициентах теплоотдачи, с изменением внутреннего диаметра термосифонов, условия возникновения паровых пузырей не могут быть одинаковыми. При этом если учитывать периодические выбросы теплоносителя в зону конденсации [4, 5], то коэффициенты теплоотдачи соответственно будут изменяться и во времени.

## 3. Постановка задачи исследования и экспериментальная установка для определения теплопередающих характеристик двухфазных термосифонов

Исходя из того, что передача тепловой энергии термосифонами происходит в результате испарительно-конденсационного цикла, необходимо изучить процессы при испарении (кипении) теплоносителя, движении пара и конденсации. Поскольку эти процессы внутри термосифонов взаимосвязаны и передаваемая мощность зависит от интенсивности теплоотдачи, как в зоне нагрева, так и в зоне конденсации, то необходи-

мо знать факторы, влияющие на их теплопередающие характеристики. Основной вклад в суммарное термическое сопротивление термосифонов вносят процессы испарения (кипения) в зоне нагрева.

Поэтому настоящее исследование посвящено определению влияния определяющих факторов (внутренний диаметр  $d_{\text{вн}}$ , степень заполнения, вид теплоносителя) на интенсивность теплоотдачи в зоне нагрева медных термосифонов с внутренними диаметрами  $d_{\text{вн}} = 5 \cdot 10^{-3}$  м,  $9 \cdot 10^{-3}$  м и длиной 0,7 м (табл. 1).

Таблица 1

Геометрические характеристики исследуемых термосифонов

Внутренний диаметр, $d_{\text{вн}}$ , мм	Общая длина, $l_{\Sigma}$ , мм	Длина зоны испарения, $l_{\text{и}}$ , мм	Длина зоны конденсации, $l_{\text{к}}$ , мм	$d_{\text{вн}}/l_{\text{и}}$	Степень заполнения, $K_3$	Теплоноситель
5	700	200	210	0,025	0,44;0,96	Вода
9	700	200	210	0,045	0,8	Вода
9	700	200	225	0,045	0,8	Этанол

В качестве теплоносителя использовалась дистиллированная деаэрированная вода и этанол. Коэффициент заполнения  $K_3$ , равный отношению объема, занимаемого теплоносителем  $V_{\text{ж}}$  к объему всей зоны нагрева  $V_{\text{зп}}$ , составлял от 0,44 до 0,99. Зона конденсации омывалась водой с температурой 20 °С и постоянным расходом  $4,9 \cdot 10^{-3}$  кг/с. В процессе экспериментов угол наклона термосифонов к горизонту изменялся от 5° до 90°.

Исследования проводились на экспериментальной установке, схема которой приведена на рис. 1. К зоне испарения термосифона тепловой поток подводился с помощью омического нагревателя 2, подключенного к лабораторному 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 (АЦП) 6 и далее на персональный компьютер 7. Система опроса показаний термопар позволяла фиксировать температуру в реальном времени с частотой 1Гц.

Для исключения тепловых потерь в окружающую среду термосифон полностью теплоизолировался базальтовым волокном с коэффициентом теплопроводности 0,04 Вт/(м·К).

Отвод теплоты в верхней части термосифона осуществлялся с помощью конденсатора типа «труба в трубе» 9. Зона конденсации омывалась водой с расходом  $G$  (кг/с), 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, сигнал от которых также подавался на АЦП и далее на персональный компьютер. Температура воды на входе в конденсатор во время эксперимента поддерживалась постоянной с точностью 0,5 °С с помощью электронагревателя 3.

По показаниям термомпар 10 ( $t_{вх}$ ,  $t_{вых}$ ), ротаметра 11 и при известной удельной теплоемкости воды  $C_p$  рассчитывался реальный отводимый термосифоном тепловой поток по зависимости (1).

$$Q_{отв} = C_p \cdot G [\bar{t}_{вых}(\tau) - \bar{t}_{вх}(\tau)], \quad (1)$$

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

Коэффициенты теплоотдачи в зоне испарения  $\alpha_{зН}$  определялись по соотношению (2).

$$\alpha_{зН} = \frac{Q_{отв}}{(\bar{t}_{зН} - \bar{t}_{зТ}) F_{зН}} = \frac{q_{зН}}{(\bar{t}_{зН} - \bar{t}_{зТ})}, \quad (2)$$

где  $\bar{t}_{зН}$ ,  $\bar{t}_{зТ}$  – средние температуры зон испарения (нагрева) и транспорта;  $F_{зН}$  – площадь внутренней поверхности зоны испарения.

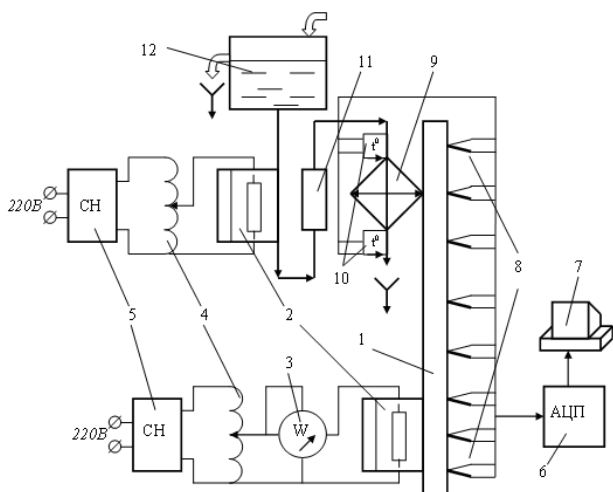


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:  
 1 – термосифон; 2 – омический нагреватель;  
 3 – ваттметр; 4 – лабораторный автотрансформатор;  
 5 – стабилизатор напряжения; 6 – аналогово-цифровой преобразователь; 7 – персональный компьютер;  
 8 – медь-константановые термомпары для контроля температуры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

В ходе выполнения работы предполагалось, что температура наружной и внутренней стенок термосифона были равны. Поскольку в качестве материала стенок термосифонов была выбрана медь, то абсолютная погрешность определения температуры внутренней стенки даже при максимальных тепловых потоках не превышала 0,05 °С.

Температура насыщения жидкости  $T_s$  определялась по данным термомпар в адиабатной зоне.

#### 4. Результаты исследования интенсивности теплоотдачи в зоне нагрева термосифонов

Исследования показали, что, как было отмечено и в работе [6], начало эффективной передачи теплоты

термосифоном наступало не сразу после включения тепловой нагрузки, а только после активации первого центра парообразования.

Сейчас общепризнанно, что причиной появления зародышей паровой фазы являются флуктуации плотности, которые вызваны беспорядочным тепловым движением молекул. Молекулярно-кинетический подход к образованию паровой фазы [10, 11] основывается на предположении, что в жидкости существуют молекулы с разными энергетическими потенциалами. Некоторое количество молекул имеют энергию, значительно превышающую средний уровень. При столкновении таких молекул с молекулами, 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 ступок 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.

Многочисленные экспериментальные и аналитические исследования показали, что образование паровой фазы (зародышей паровых пузырей) значительно легче осуществить на твердой поверхности нагрева, чем в объеме жидкости. В любом случае системе необходимо преодолеть некий энергетический барьер при переходе из состояния жидкой фазы в состояние с жизнеспособным зародышем на данном участке поверхности.

Вероятность начала парообразования на таком участке тем выше, чем ниже этот барьер. Приращение термодинамического потенциала системы  $\Delta\Phi$  вследствие появления парового пузырька объемом  $V$  с поверхностью  $F$  на теплообменной поверхности  $F_{ст}$  можно выразить формулой [12, 13]:

$$\Delta\Phi = (f'' - f') \cdot V\rho'' + \sigma F \left[ 1 - (1 - \cos\theta) \frac{F_{ст}}{F} \right], \quad (3)$$

где  $f''$  и  $f'$  – удельные термодинамические потенциалы Гиббса для паровой и жидкой фаз;  $F_{ст}$  – площадь теплообменной поверхности, соприкасающаяся с паровым пузырьком;  $\theta$  – краевой угол смачивания;  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения;  $\rho''$  – плотность пара.

Первый член уравнения (3) определяет работу, равную разности термодинамических потенциалов пара и жидкости. Второй член уравнения характеризует работу по созданию поверхностей раздела между тремя фазами – твердой, жидкой и газообразной. Величина этой работы зависит как от физико-химических свойств компонентов ( $\theta$ ), так и от геометрических  $F_{ст}/F$  особенностей рассматриваемого элемента поверхности. При идеальном смачивании  $\theta=0^\circ$  ( $\cos\theta=1$ ), работа образования поверхностей раздела будет определяться силами поверхностного натяжения и будет при этом максимальной. Идеальное несмачивание

( $\theta=180^\circ$ ) приводит к минимальному значению работы образования новых поверхностей. При всяких других постоянных значениях краевого угла смачивания  $\theta$ , основную роль будет играть соотношение площадей поверхности стенки  $F_{ст}$  и парового пузыря  $F$ . Чем большая часть поверхности пузырька  $F$  соприкасается с твердой поверхностью  $F_{ст}$ , тем работа образования новых поверхностей будет меньше.

Существующие на греющей поверхности углубления, впадины и царапины являются наиболее возможными потенциальными центрами парообразования и они предпочтительнее, чем ровные участки и различные выступы [14–17]. Чаще всего на реальных технических поверхностях в углублениях существуют участки со слабыми молекулярными связями между жидкостью и поверхностью. Эти участки поверхности плохо смачиваются и являются потенциальными центрами парообразования. Наличие растворенных газов в жидкости также способствует активации центров парообразования.

В нашем случае, когда внутренняя поверхность термосифона перед заправкой теплоносителем подвергалась дегазации в вакуумной камере, максимально были удалены возможные адсорбированные молекулы воздуха в углублениях и трещинах. Теплоноситель также был тщательно дегазирован, поэтому вероятность наличия газовых включений внутри термосифона была минимальной.

Для возникновения парового пузыря на теплоотдающей поверхности необходимо, чтобы температура ее была выше температуры насыщения жидкости  $T_s$ . При этом возле теплоотдающей поверхности в жидкости формируется тепловой пограничный слой, толщина которого зависит от величины теплового потока, вязкости жидкости и длины обогреваемого участка.

При уменьшении внутреннего диаметра термосифона тепловой пограничный слой в зоне испарения может смыкаться, и теплоноситель перегревается относительно температуры насыщения. Появление первого парового пузыря сопровождается интенсивным испарением перегретой жидкости на его межфазной границе. За очень короткий промежуток времени паровое образование достигает размеров внутреннего диаметра термосифона, и теплоноситель над паровым образованием с большой скоростью выталкивается растущим паровым пузырем в зону конденсации и там охлаждается.

В период возникновения парового пузыря интенсивность теплоотдачи в зоне испарения резко возрастает. На рис. 2 показано, что с активацией первого центра парообразования интенсивность теплоотдачи резко возрастала, достигая почти  $\alpha_{зи}=3000$  Вт/м<sup>2</sup>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.

Периоды ожидания, когда формируется тепловой пограничный слой, характеризуются низкими значениями коэффициентов теплоотдачи, поэтому средние значения  $\alpha_{зи}$  зависели от частоты активации центров парообразования. Усредненные по времени коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_{зи}$  имели более низкие значения, чем в пиковых режимах.

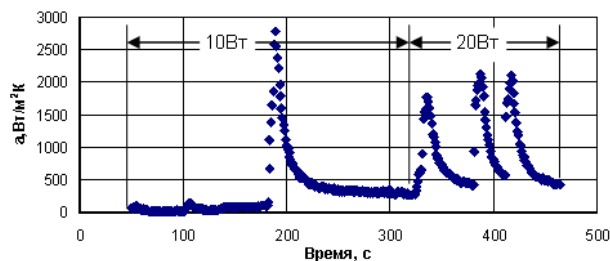


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи в зоне нагрева во времени при изменении теплового потока ( $Kз = 0,44$ ,  $d_{вн} = 5$  мм, теплоноситель – вода)

На рис. 3 показана средняя интенсивность теплоотдачи в зоне испарения при кипении этанола. Как видно из рисунка, изменение угла наклона термосифона практически не сказывалось на  $\alpha_{зи}$ . Экспериментальные данные с разбросом  $\pm 20\%$  обобщаются зависимостью

$$\alpha_{зи} = 47q_{зи}^{0,27} \tag{4}$$

Показатель степени при  $q_{зи}$  намного ниже, чем при кипении в большом объеме ( $n=0.7$ ), что отмечается и в исследованиях других авторов [8, 9]. При небольших тепловых потоках, когда термосифон «работает» в пульсационном режиме, показатель степени при  $q_{зи}$  в большинстве случаев превышает 0,7 [5]. Такая зависимость интенсивности теплоотдачи с ростом теплового потока связана с увеличением количества центров парообразования в зоне испарения. При этом наблюдаются значительные температурные колебания стенки термосифона, связанные с выбросом части теплоносителя в зону конденсации.

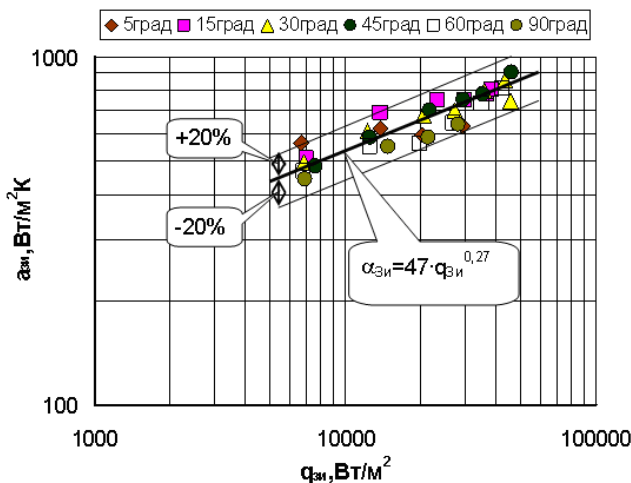


Рис. 3. Зависимость коэффициента теплоотдачи в зоне нагрева от плотности теплового потока при изменении угла наклона термосифона в пространстве ( $Kз=0,8$ ,  $d_{вн}=9$  мм, теплоноситель – этанол)

Повышение нагрузки приводит к увеличению давления внутри термосифона и, соответственно, к уменьшению отрывных диаметров паровых пузырей. Количество таковых на поверхности нагрева увеличивается, амплитуда температурных пульсаций снижается, и рост интенсивности теплоотдачи ослабевает.

Помимо типа теплоносителя внутренний диаметр термосифона также влияет на интенсивность теплоотдачи в зоне испарения. Так, на рис. 4 показано, что для одного и того же внутреннего диаметра термосифона (линии 1 – этанол, линия 3 – вода) показатель степени при  $q_{\text{вн}}$  приблизительно одинаковый  $n \sim 0,5$ .

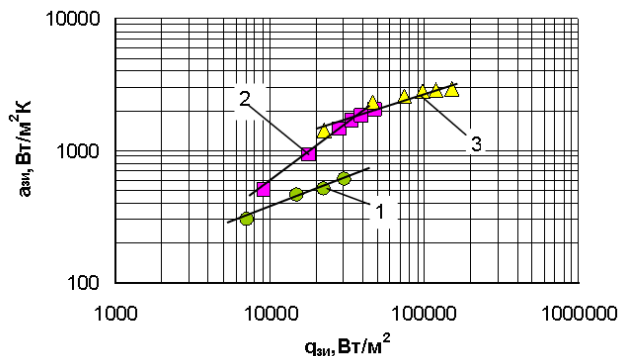


Рис. 4. Зависимость коэффициента теплоотдачи в зоне нагрева от плотности теплового потока при вертикальном расположении термосифона в пространстве:  
 1 –  $d_{\text{вн}}=9$  мм, теплоноситель – этанол,  $Kз=0,8$ ;  
 2 –  $d_{\text{вн}}=5$  мм, теплоноситель – вода,  $Kз=0,96$ ;  
 3 –  $d_{\text{вн}}=9$  мм, теплоноситель – вода,  $Kз=0,8$

Уменьшение внутреннего диаметра до 5мм привело к росту показателя степени до 0,9. Однако максимальные тепловые потоки были значительно меньше, чем у термосифона с внутренним диаметром 9 мм.

Визуальные наблюдения гидродинамики движения теплоносителя внутри стеклянных термосифонов показало, что с уменьшением внутреннего диаметра выброс теплоносителя в зону конденсации

сопровождался его задержкой в ней. Это приводило к временной блокировке зоны конденсации пробкой конденсата. Количество теплоносителя в зоне нагрева уменьшалось, и перегрев теплоносителя до следующего взрывного вскипания происходил за более короткое время. Такой характер теплопереноса приводил к существенному снижению максимальных тепловых нагрузок.

## 5. Выводы

1. Проведено исследование интенсивности теплоотдачи в зоне нагрева закрытых двухфазных термосифонов с внутренними диаметрами  $d_{\text{вн}}= 5 \cdot 10^{-3}$  м,  $9 \cdot 10^{-3}$  м и длиной 0,7 м (теплоносители: вода и этанол).
2. Показано, что в начальный период функционирования термосифонов наблюдаются пульсационные изменения коэффициентов теплоотдачи, значительно превышающие средние по всей поверхности теплообмена. Частота всплесков пульсаций совпадает с периодической активацией центров парообразования.
3. Приведены данные коэффициентов теплоотдачи в зависимости от угла наклона термосифона. Показано, что интенсивность теплоотдачи в зоне нагрева термосифона практически не зависит угла наклона.
4. Получена зависимость, позволяющая рассчитать интенсивность теплоотдачи в зоне нагрева при использовании в качестве теплоносителя этанол в выбранном диапазоне изменения геометрических и режимных параметров.
5. Показано, что коэффициенты теплоотдачи в зоне нагрева зависят от типа теплоносителя и конструктивных особенностей, к которым можно отнести внутренний диаметр термосифона и степень заполнения теплоносителем.

## Литература

1. Безродный, М. К. Двухфазные термосифоны в промышленной теплотехнике [Текст] / М. К. Безродный, С. С. Волков, В. Ф. Мокляк. – К: Вища школа, 1991. – 75 с.
2. Безродный, М. К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика [Текст] / М. К. Безродный, И. Л. Пиоро, Т. О. Костюк. – К: Факт, 2005. – 704 с.
3. Свириденко, И. И. Расчетное моделирование аварийного расхолаживания ВВЭР-1000 автономной термосифонной СПОТ [Текст] : зб. науков. пр. / И. И. Свириденко // СНУЯЕтаП. – 2006. – Вип. 17. – С. 29–41.
4. Khazae, I. Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon [Text] / I. Khazae, R. Hosseini, S. H. Noie // Applied Thermal Engineering. – 2010. – Vol. 30, № 5. – P. 406–412.
5. Кравец, В. Ю. Пульсационные явления в закрытых двухфазных термосифонах [Текст] : зб. наук. пр. / В. Ю. Кравец, Е. Н. Письменный, В. И. Коньшин // СНУЯЕ та П. – 2009. – Вип. 4 (32). – С. 39–46.
6. Кравец, В. Ю. Влияние режимных факторов на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов [Текст] : зб. наук. пр. / В. Ю. Кравец, Е. Н. Письменный, В. И. Коньшин, Бехмард Голамреза // СНУЯЕ та П. – 2010. – Вип. 4 (36). – С. 41–49.
7. Hussam, Jo. Experimental investigation of small diameter two-phase closed thermosyphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283 [Text] / Jo. Hussam, Ant. J. Robinson // Applied Thermal Engineering. – 2010. – Vol. 30. – P. 201–211.
8. Noie, S. H. Heat transfer characteristics of two-phase closed thermosyphon [Text] / S. H. Noie // Applied Thermal Engineering. – 2005. – Vol. 25. – P. 495–506.
9. Imura, H. Heat transfer in two-phase closed-type thermosyphons [Text] / H. Imura, H. Kusada, J. Oyata et al. // Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers. – 1977. – Vol. 22. – P. 485–493.
10. Френкель, Я. И. Кинетическая теория жидкостей [Текст] / Я. И. Френкель. – М.: Наука, 1975. – 592 с.
11. Bernath, L. Theory of Bubble Formation in Liquids [Text] / L. Bernath // Ind. Eng. Chem. – 1952. – Vol. 44, № 6. – P. 1310–1313.

12. Лабунцов, Д. А. Приближенная теория теплообмена при развитом пузырьковом кипении [Текст] / Д. А. Лабунцов // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1963. – № 1. – С. 58–71.
13. Григорьев, В. А. Кипение криогенных жидкостей [Текст] / В. А. Григорьев, Ю. М. Павлов, Е. В. Аметистов. – М.: Энергия, 1977. – 288 с.
14. Двайер, О. Теплообмен при кипении жидких металлов [Текст] / О. Двайер. – М.: Мир, 1980. – 516 с.
15. Присняков, В. Ф. Кипение [Текст] / В. Ф. Присняков. – Киев: Наук. думка, 1988. – 240 с.
16. Гриффитс, А. Роль состояния поверхности при пузырьчатом кипении [Текст] / А. Гриффитс, Дж. Уоллис // Вопросы физики кипения. – 1974. – С. 99–137.
17. Dhir, V. K. Results of Some Recent Studies on Pool Nucleate and Film Boiling [Text] / V. K. Dhir // Heat and Mass Transfer. – 1997. – Vol. 97. – P. 143–157.