

Приводяться експериментальні дані температурного стану і теплопередаючих характеристик закритих двофазних термосифонів с внутрішніми діаметрами 3мм и 9мм, довжиною 700мм (теплоносій-вода). Показані особливості процесів теплообміну усередині термосифона, що зв'язані с пульсаційними явищами

Ключові слова: термосифон, тепловий потік, термічний опір

Приводятся экспериментальные данные температурного состояния и теплопередающих характеристик закрытых двухфазных термосифонов с внутренними диаметрами 3мм и 9мм, длиной 700мм (теплоноситель-вода). Показаны особенности процессов теплообмена внутри термосифона, связанные с пульсационными явлениями

Ключевые слова: термосифон, тепловой поток, термическое сопротивление

Experimental data of temperature state and heat transfer characteristics of closed two-phase thermosyphons with 3 mm and 9 mm internal diameters, 700 mm length (heat carrier-water) are presented. Specific features of heat transfer processes inside the thermosyphon associated with fluctuating phenomena are shown

Keywords: thermosyphon, heat flux, thermal resistance

ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНОВ

В. Ю. Кравец

Кандидат технических наук, доцент*
Контактный тел.: (044) 454-96-03, 066-780-99-50
E-mail: kravetz_kpi@ukr.net

В. А. Чернобай

Кандидат технических наук, доцент*
Контактный тел.: (044) 454-96-03
E-mail: kravetz_kpi@ukr.net

А. К. Готовцева

Магистрант
*Кафедра атомных электрических станций и инженерной теплофизики
Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»
пр. Победы, 37, г. Киев, 03056
Контактный тел.: 099-240-51-97
E-mail: studentka89@ukr.net

Введение

Одним из критериев эффективной работы термосифонов является низкое термическое сопротивление R при максимальной передаваемой мощности Q_{max} . Это обеспечивает минимальный перепад температур между объектом тепловыделения и охлаждаемой средой. На теплопередающие характеристики термосифонов влияют 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 [1,2]. При этом процесс транспорта теплоты сопровождается периодическими выбросами теплоносителя из зоны нагрева в зону конденсации и связанные с этим температурные пульсации стенок термосифона. Механизм этого процесса, так называемое гейзеровое кипение (geyser boiling), согласно [2], наблюдается при отношении внутреннего диаметра термосифона $d_{вн}$ к длине его зоны испарения l_u менее или равно 0,004. Однако в [3] при исследовании термосифонов длиной 1000мм с внутренними диаметрами 15мм и 25мм ($d_{вн}/l_u = 0,035$ и $0,058$) были получены пульсации температуры стенки в зонах нагрева и конденсации. Также в [4,5] ($d_{вн}/l_u = 0,045$) были определены амплитуда пульсаций в зависимости от отводимого теплового потока и влияние некоторых факторов на этот

процесс. Пульсации температуры стенки в контурных термосифонах были зафиксированы и в [6]. Область тепловых потоков, в которой наблюдается нестабильная работа термосифонов, в основном охватывает начальную стадию. Характерной особенностью этой стадии является небольшие давления в термосифонах, при которых размеры возникающих паровых пузырей могут быть соизмеримы с внутренними диаметрами зоны испарения. Определяющим при этом может быть число Бонда Bo , характеризующее меру стесненности зоны, в которой происходит пузырьковый режим теплообмена.

$$Bo = d^2 \frac{g(\rho' - \rho'')}{4 \cdot \sigma},$$

где d – внутренний диаметр термосифона; g – ускорение свободного падения; ρ', ρ'' – плотность жидкости и пара; σ – коэффициент поверхностного натяжения.

Степень заполнения термосифона теплоносителем также влияет на предельные тепловые потоки термосифонов [2,7]. По сравнению с термосифонами большего диаметра миниатюрные термосифоны передают меньшие тепловые потоки и более чувствительны к количеству заправки.

Для надежной работы энергетического оборудования необходимо знать влияние режимных и геометри-

ческих факторов на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов.

1. Постановка задачи исследования

Настоящее исследование посвящено определению влияния определяющих факторов на теплопередающие характеристики медных термосифонов (внутренние диаметры $d_{вн} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и длина 0,7 м). Длина зоны нагрева составляла 0,2 м, а зоны конденсации 0,21 м. В качестве теплоносителя использовалась дистиллированная деаэрированная вода. Коэффициент заполнения K_3 , равный отношению объема, занимаемого теплоносителем $V_ж$ к объему всей зоны нагрева $V_{зп}$ для термосифона с $d_{вн} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, составлял 0,3; 0,57 и 0,8 (рис.1). Для термосифона с $d_{вн} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $K_3 = 0,83$; 1,37 и 2,14. Зона конденсации омывалась водой с температурой 20°C, 30°C, 40°C и постоянным расходом $4,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$.

Исследования проводились на установке, схема которой приведена в [5]. Изменение коэффициента заполнения в термосифонах с внутренним диаметром $9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ осуществлялось путем залива различного объема жидкости при неизменной длине зоны нагрева. В термосифонах с $d_{вн} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ количество теплоносителя оставалось постоянным, а изменялась длина зоны нагрева (0,08 м, 0,125 м и 0,2 м).

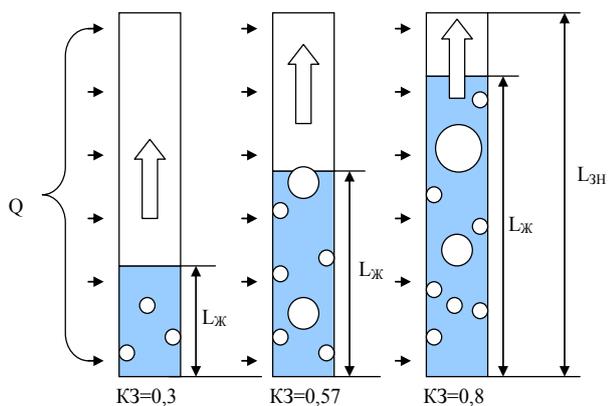


Рис.1. Схема заполнения теплоносителем зоны нагрева термосифона с внутренним диаметром 9 мм.

2. Результаты исследования

Проведенные исследования показали, что, как было отмечено и в работе [5], начало эффективной работы термосифона наступало не сразу после включения тепловой нагрузки. После подачи теплового потока (35 Вт, рис.2) температура в зоне нагрева начинала монотонно возрастать до некоторого значения, при котором возникал первый центр парообразования.

Причем первоначальное значительное возрастание температуры наблюдалось в той точке поверхности зоны нагрева, где стенка была оголена и теплоноситель ее не омывал. С ростом теплового потока температура в нижней части термосифона становилась выше средней температуры зоны нагрева. При предельном тепло-

вом потоке сначала сухое пятно возникало в верхней части зоны нагрева и затем только в нижней его точке.

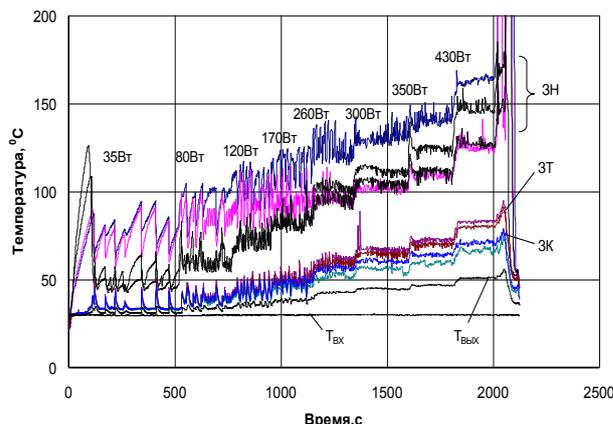


Рис.2. Зависимость температуры стенки термосифона с внутренним диаметром 9 мм от времени при изменении теплового потока ($K_3=0,57$).

Если рассмотреть влияние коэффициента заполнения на термическое сопротивление (рис.3), то видно, что с уменьшением количества теплоносителя максимальный тепловой поток, соответствующий минимальному термическому сопротивлению, снижается. Это можно объяснить тем, что при уменьшении количества теплоносителя (снижение величины K_3) увеличивается длина зоны нагрева, по которой стекает пленка конденсата. При больших тепловых потоках стекающая пленка теплоносителя в зоне нагрева быстрее испаряется, и конденсат может не возвратиться полностью нижнюю часть зоны нагрева. Уровень теплоносителя снизится, и вероятность возникновения кризиса увеличивается.

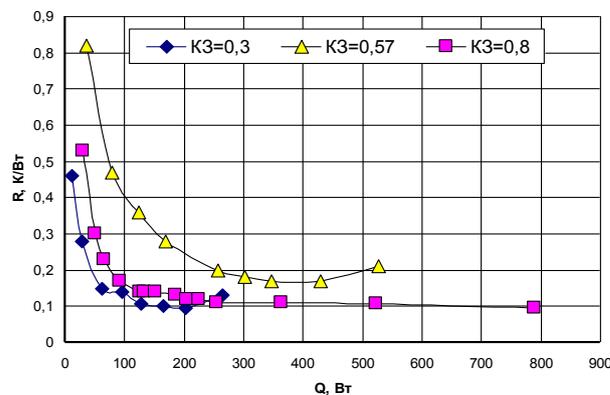


Рис.3. Зависимость термического сопротивления от теплового потока при различных степенях заполнения

Поэтому чем меньше величина K_3 , тем раньше наступает предельное состояние по теплопереносу.

Если рассчитать скорость движения пара в термосифоне, то она меняется в зависимости от теплового потока и, соответственно, с изменением давления внутри его. На рис. 4 показано, что рост скорости движения пара наблюдается до некоторого значения

теплового потока. При этом до максимума скорости пара наблюдались значительные пульсации температуры в зоне нагрева. После достижения максимума дальнейшее повышение теплового потока приводит к монотонному уменьшению скорости движения пара. Снижение скорости связано с увеличением давления в термосифоне и уменьшением отрывных диаметров паровых пузырей. Это приводит к снижению пульсаций температуры в зоне нагрева термосифона. Причем было замечено, что максимальное значение скорости движения пара в термосифоне не зависит от величины K_3 .

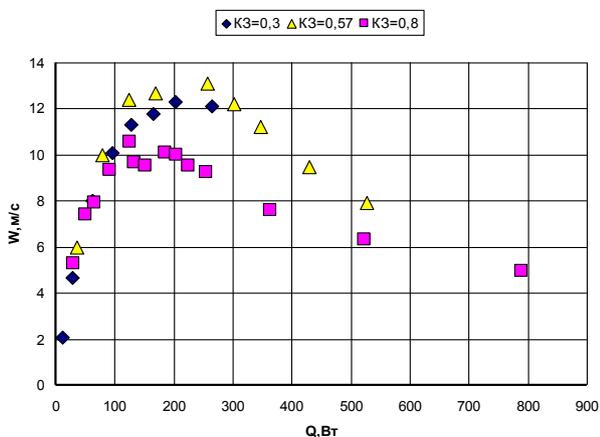


Рис.4. Изменение скорости движения пара в зависимости от теплового потока

Влияние коэффициента заполнения на максимальные тепловые потоки показано на рис.5. Там же приведены данные авторов [7].

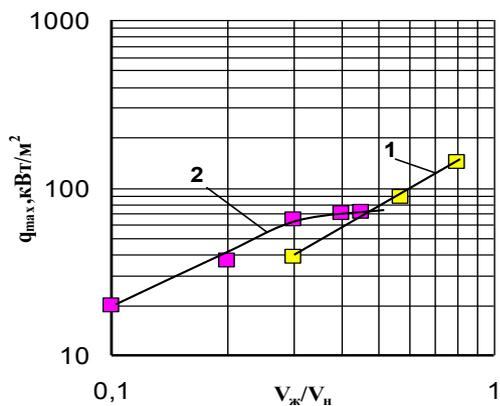


Рис.5. Зависимость максимальной плотности теплового потока от коэффициента заполнения. 1 – данные авторов ($d_{вн} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$); 2 – данные [7] ($d_{вн} = 20,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$)

Как видно из рис.5, диапазон влияния коэффициента заполнения в [7] заканчивается в районе $K_3 = 0,4$ (кривая 2). В то же время в наших экспериментах для термосифона с $d_{вн} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ наблюдается монотонный рост максимальной плотности теплового потока, что не вписывается в установившиеся представления о влиянии коэффициента заполнения на Q_{max} . В то же

время для термосифона с $d_{вн} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ при увеличении коэффициента заполнения максимальные значения теплового потока снижаются (рис.6). По всей вероятности это связано как с возрастанием гидравлического сопротивления в зоне транспорта, так и с возникновением пробки теплоносителя в зоне конденсации. За счет капиллярных сил часть конденсата может перекрывать канал для движения пара и не возвращаться в зону нагрева. Заблокирование зоны конденсации приводит к ухудшению теплопередающих свойств термосифона и перегреву теплоносителя в зоне нагрева, что и приводит к достижению предельного паросодержания в пристенном слое. И чем больше количество теплоносителя (больше K_3), тем больший перегрев теплоносителя и тем раньше возникнет кризис теплообмена.

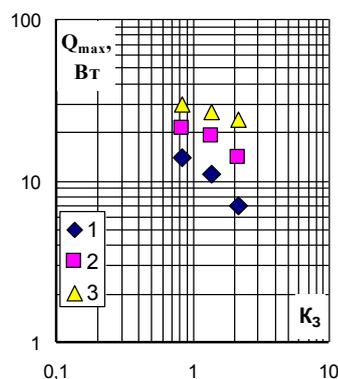


Рис.6. Зависимость Q_{max} от K_3 для термосифона с $d_{вн} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ($\varphi = +90^\circ$): температура охлаждающей воды $t_{охл}$: 1 – 20° C ; 2 – 30° C ; 3 – 40° C

Также на Q_{max} оказывает влияние и температура охлаждающей воды. С увеличением температуры влияние K_3 снижается. Одной из причин этого может быть увеличение давления внутри термосифона и, соответственно, снижение отрывных диаметров паровых пузырей. Это способствует более свободной эвакуации паровой фазы из зоны нагрева и улучшению теплопередающих характеристик термосифона. Так для $K_3 = 2,14$, при температуре $t_{охл} = 20^\circ \text{ C}$, максимальный тепловой поток Q_{max} не превышал 7Вт (рис.6). Увеличение $t_{охл}$ до 40° C повысило Q_{max} до 23Вт. То есть максимальная теплопередающая способность такого термосифона возросла более чем в три раза.

Выводы

1. Таким образом, проведенное исследование показало, что коэффициент заполнения термосифона сильно влияет на максимальные тепловые нагрузки. Минимальные термические сопротивления при этом практически остаются на одном уровне. С увеличением коэффициента заполнения наблюдается рост максимальных тепловых нагрузок для термосифонов с $d_{вн} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ во всем исследованном диапазоне K_3 , что не согласуется с литературными данными [7].

2. Показано, что скорость движения пара в зоне транспорта термосифона имеет характерный макси-

мум. До максимума наблюдаются значительные пульсации температуры в зоне нагрева. После достижения максимальной скорости паровой фазы пульсации значительно снижаются и практически прекращаются вплоть до возникновения кризиса теплообмена.

3. Отмечено, что с уменьшением внутреннего диа-

метра термосифона капиллярные силы оказывают влияние на его теплопередающие характеристики.

4. Неоднозначность влияния различных факторов на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов требует дополнительных исследований.

Литература

1. Безродный М.К. Двухфазные термосифоны в промышленной теплотехнике / 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 / М.К. Безродный, И.Л. Пиоро, Т.О. Костюк. – К: Факт, 2005. – 704 с.
3. Khazaee I. Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon / I. Khazaee, R. Hosseini, S.H. Noie // Applied Thermal Engineering. – 2010. – V. 30. – № 5. – P. 406 – 412.
4. Кравец В.Ю. Пульсационные явления в закрытых двухфазных термосифонах / В.Ю. Кравец, Е.Н. Письменный, В.И. Коньшин // Збірник наук. праць СНУЯЕ та П, Севастополь 2009.- Випуск 4(32) - с. 39 – 46.
5. Кравец В.Ю. Влияние режимных факторов на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов / В.Ю. Кравец, Е.Н. Письменный, В.И. Коньшин, Бехмард Голамреза // Збірник наук. праць СНУЯЕ та П, Севастополь 2010.- Випуск 4(36) - с. 41 – 49.
6. Nisgoski A.R. Theoretical and experimental study of two-phase vertical and loop thermosyphons / A.R. Nisgoski, A.S. Kupka, M.B.H. Mantelli, H.G. Landa // 12th Int. Heat Pipe Conf., May 19–24, 2002, Moscow-Kostroma- Moscow. – P. 279–284.
7. Hong S.E. An experimental study on the heat transfer characteristics of a FC-72 thermosyphon / S.E. Hong, C.J. Kim, Y.J. Park, H.K. Kang // 12th Int. Heat Pipe Conf., May 19–24, 2002, Moscow-Kostroma- Moscow. – P. 308–314.

УДК 621.22

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ТУРБИНЫ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА «КАСКАД-М»

П. П. Ремизов

Инженер

Кафедра оборудования химических производств и предприятий строительных материалов*

E-mail: remizov.pavel@gmail.com

С. А. Русанов

Кандидат технических наук, доцент

Кафедра оборудования химических производств и предприятий строительных материалов*

Контактный тел.: (0552) 32-69-24

E-mail: ohvpbm@i.ua

Д. А. Дмитриев

Кандидат технических наук, доцент

Кафедра основ конструирования

*Херсонский национальный технический университет

Бериславское шоссе, 28, г.Херсон, Украина, 73000

Контактный тел.: (0552) 32-69-39

Наведено результати моделювання роботи турбіни гідродинамічного пристрою «Каскад-М». Знайдені оптимальні режими роботи пристрою, вказані рекомендації щодо вибору електрогенератора

Ключові слова: гідродинаміка, турбіна, моделювання

Приведены результаты моделирования работы турбины гидродинамического устройства «Каскад-М». Найдены оптимальные режимы работы устройства, указаны рекомендации относительно выбора электрогенератора

Ключевые слова: гидродинамика, турбина, моделирование

The results of hydrodynamic modeling of the turbine device "Cascade-M." are presented. The optimum modes of the device was found, specified guidelines on choosing a generator

Keywords: hydrodynamics, turbine, modeling