

УДК 536.24

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ПАРОДИНАМИЧЕСКОГО ТЕРМОСИФОНА

Л. Л. ВАСИЛЬЕВ, А. С. ЖУРАВЛЕВ

*Государственное научное учреждение
«Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова
Национальной академии наук Беларуси», г. Минск*

А. В. ШАПОВАЛОВ, А. В. РОДИН

*Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Введение

В ряду замкнутых двухфазных теплопередающих устройств – тепловых труб и термосифонов – особое место занимает пародинамический термосифон (ПДТС), в котором пар выступает в роли движущей силы, проталкивающей конденсирующуюся жидкость из зоны конденсации в зону испарения. Одной из особенностей данного устройства является наличие протяженного кольцевого зазора между паропроводящей трубой и конденсатором (труба в трубе). В процессе работы кольцевой канал транспортной зоны заполняется теплоносителем, при этом образуется жидкостной гидростатический затвор, который компенсирует потери давления при циркуляции теплоносителя по контуру ПДТС и исключает встречное движение паровой и жидкой фаз рабочего вещества, что благоприятно для гидродинамики потоков. Благодаря данному принципу работы устройство обладает такими достоинствами как возможность конструктивного исполнения с большой длиной зоны теплоотдачи (несколько десятков метров), высокая теплопередающая способность (десятки кВт), низкая чувствительность к перезаправке рабочей жидкостью и наличию неконденсирующегося газа, обеспечение обогрева объектов при различной ориентации в пространстве, возможность разнообразного конструктивного исполнения, в том числе в виде изогнутых, гибких либо сборных элементов.

Пародинамические термосифоны (ПДТС) могут быть эффективно использованы для решения задач охлаждения, нагрева и термостатирования объектов в самых различных областях техники.

В литературных источниках материал по исследованию пародинамических термосифонов практически отсутствует, а имеющиеся данные других авторов только частично описывают работу ПДТС. В [1] приводятся примеры применения ПДТС в различных областях техники. В [2] представлены расчеты падения давления по длине ПДТС и зависимости влияния неконденсирующихся газов в полости термосифона на эффективность его работы. Достаточно информации по классическим термосифонам [3], но в публикациях, представленных в открытой печати, не раскрыты следующие вопросы:

- не установлена эффективность работы ПДТС в зависимости от положения в пространстве и от величины подводимого теплового потока;
- не определены оптимальные параметры работы термосифона.

Таким образом, целью работы является:

- экспериментальное исследование работы пародинамического термосифона в зависимости от положения в пространстве и от величины подводимого теплового потока;
- установление параметров оптимальных режимов работы термосифона и определение его термического сопротивления.

Описание экспериментальной установки и методики проведения исследования

Для исследования процессов, протекающих в полости пародинамического термосифона, в государственном научном учреждении «Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси» был создан экспериментальный стенд, представленный на рис. 1. Подробная схема данного стенда с указанием основных узлов приведена на рис. 2.

На столе 2 установлен пародинамический термосифон 1 с возможностью изменения положения испарителя относительно конденсатора. Для подвода теплового потока к испарителю служит спиральный электрический нагреватель 3. Подводимая мощность к нагревателю регулировалась с помощью лабораторного автотрансформатора 4. О величине мощности можно было судить по показаниям амперметра 5 типа М1104 и вольтметра 6 типа М1108.

Пародинамический термосифон показан на рис. 3. Рабочий участок изготовлен разборным, для разделения в виде отдельных частей испарителя с транспортной зоной и конденсатора. Соединение между ними выполнено с помощью фланцев 8 и 9. Конденсатор представляет из себя трубу 1 из нержавеющей стали марки 1Х18Н9Т с внешним диаметром 25 мм и толщиной стенки 2 мм. На трубе методом навивки изготовлено оребрение 2 из алюминия для улучшения условий теплоотдачи между конденсатором и окружающим его воздухом. Внутри конденсатора соосно установлена труба меньшего диаметра 3. Это необходимо для разделения потоков пара и конденсата, что приводит к улучшению теплопередающих характеристик аппарата. Такая конструкция обеспечивает передачу тепла в горизонтальном положении на большие расстояния. Испаритель, как и конденсатор, изготовлен из трубы 4, внешний диаметр которой 25 мм, а толщина стенки 2 мм. Внутренняя труба 5 в испарителе выполняет ту же роль, что и в конденсаторе. Для обслуживания термосифона служит патрубок 7.

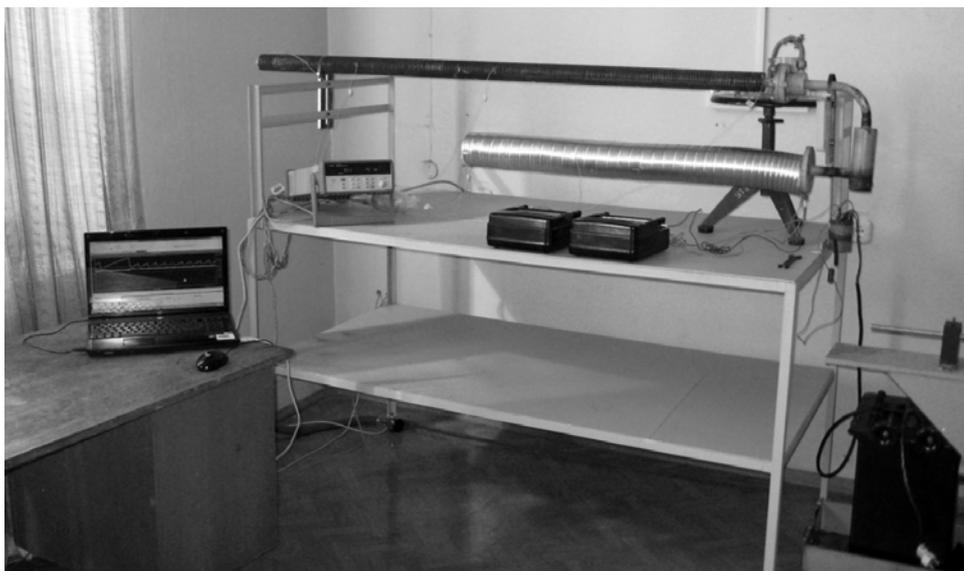


Рис. 1. Экспериментальный стенд для исследования работы пародинамического термосифона

Для измерения температуры использовались медь-константановые термопары (диаметр проводников 0,2 мм). Сбор и обработка информации по специальной программе производились автоматизированным комплексом Agilent Technology 82357В.

Вакуумирование термосифона выполняется следующим образом. Внутреннее пространство заполняется теплоносителем в объеме большем, чем требуется. Крышка 1 изготовлена с отверстием для выпуска неконденсирующихся газов. К испарителю подводится тепловой поток, после появления устойчивой струи пара и некоторой выдержки (15–30 с) отверстие крышки 1 зажимается по резьбе до тех пор, пока металлическая пластина 2 плотно не закроет отверстие. Прокладка 3 из термостойкой резины обеспечивает дополнительную герметизацию отверстия в патрубке 4. Преимуществом данного способа является простота, однако он не обеспечивает полного удаления воздуха из полости термосифона, а также стабильности заправки и заданного количества заправляемого теплоносителя.

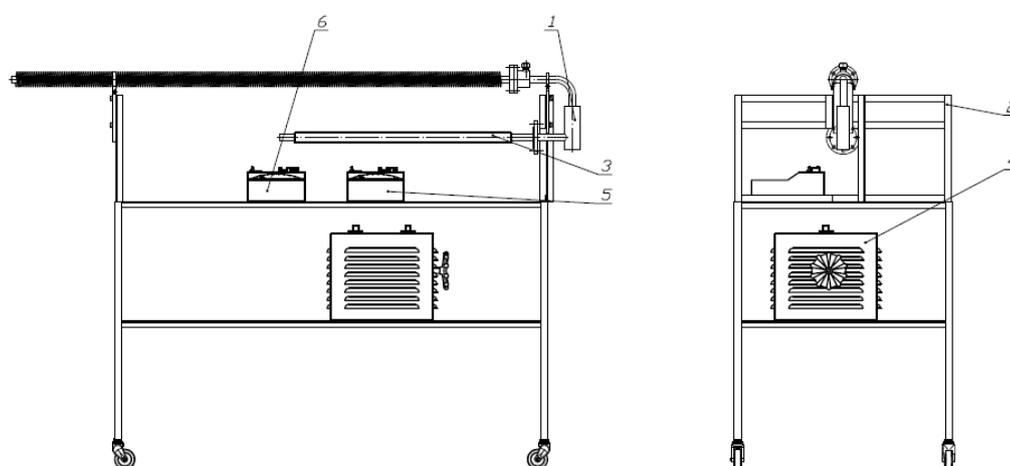


Рис. 2. Схема экспериментального стенда:

- 1 – пародинамический термосифон; 2 – стол; 3 – спиральный нагреватель;
4 – лабораторный автотрансформатор; 5 – амперметр; 6 – вольтметр

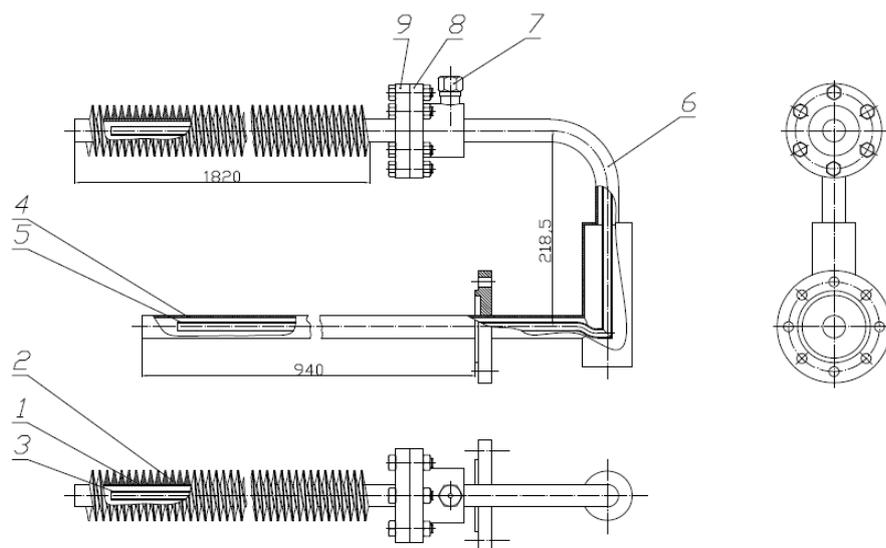


Рис. 3. Пародинамический термосифон:

- 1 – конденсатор; 2 – оребрение конденсатора; 3 – внутренняя труба конденсатора;
4 – испаритель; 5 – внутренняя труба испарителя; 6 – транспортная зона; 7 – патрубок;
8, 9 – фланец

Чаще всего степень вакуумирования полости термосифона не играет большой роли, так как термосифон успешно работает и при наличии в его полости некоторого объема воздуха [2].

Методика проведения опытов заключается в ступенчатом увеличении теплового потока с определенной выдержкой между двумя приращениями тепловой нагрузки. Этот интервал во времени необходим для стабилизации изменяющихся параметров.

Термическое сопротивление R рассчитывалось по формуле

$$R = \frac{t_n - t_k}{q}, \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{Вт}}, \quad (1)$$

где q – теплового поток, Вт; t_n – температура в начале исследуемого участка термосифона, $^{\circ}\text{C}$; t_k – температура в конце исследуемого участка термосифона, $^{\circ}\text{C}$.

Результаты тарировочного эксперимента

Перед проведением основных экспериментов была выполнена серия квалификационных испытаний с целью подтверждения достоверности методики исследований. Были получены экспериментальные данные по термическому сопротивлению зоны конденсации пародинамического термосифона в диапазоне плотности теплового потока через поверхность нагрева 2,96–8,08 кВт/м², в интервале температур насыщения от +80 до +130 $^{\circ}\text{C}$. Полученные результаты удовлетворительно согласуются с данными, опубликованными в [1], что позволяет сделать заключение о надежности выбранной методики исследования и достоверности полученных результатов. Результаты квалификационных испытаний по термическому сопротивлению зоны конденсации пародинамического термосифона на рис. 4.

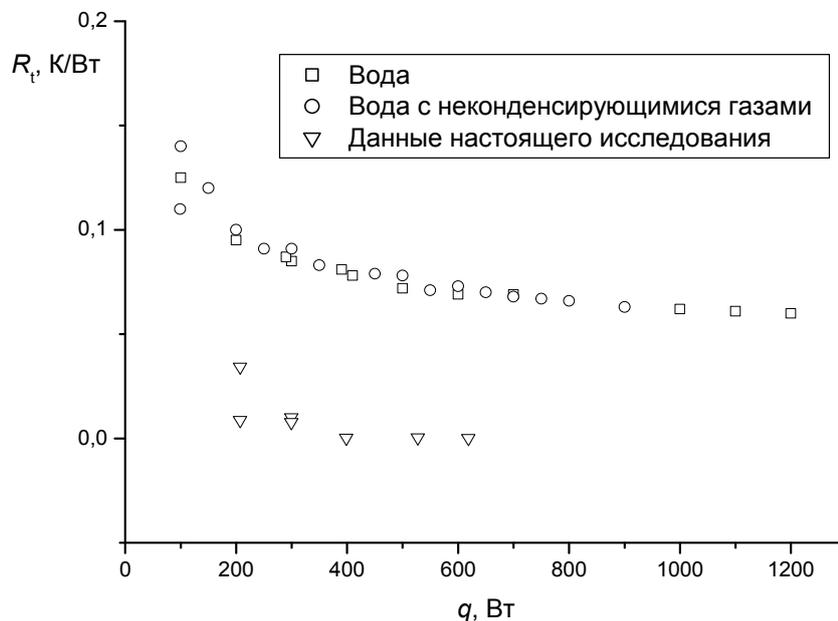


Рис. 4. Сравнение экспериментальной зависимости $R_t = f(q)$ настоящего исследования с экспериментальной зависимостью [1]

Как видно из графиков, опытные данные настоящего исследования имеют тот же вид кривой, что и результаты, полученные ранее. Расхождение в данных говорит только о том, что исследуемый термосифон работает более эффективно.

Расчет погрешности измерений

В работе выполнена оценка косвенного измерения коэффициента теплоотдачи, который определяется прямыми измерениями подводимой тепловой мощности и температурного напора.

Сила тока I измерялась амперметром типа М1104 с основной погрешностью, не превышающей $\pm 0,2$ % от конечного значения шкалы, а напряжение U вольтметром типа М1108 с основной погрешностью, не превышающей $\pm 0,2$ %. При замерах указанных электрических величин использовались шкалы с диапазонами до 15 А и 150 В.

Общая относительная погрешность измерения физической величины складывается из ошибок, вносимых приборами, и случайных ошибок.

Ошибка температурных измерений обусловлена ошибками измерительного прибора. Все температуры измерялись автоматизированным комплексом Agilent Technology 82357В, имеющим предел допустимой приведенной погрешности измерения 0,2 %. Диапазон измерения прибора от 0 до +400 °С.

Поскольку погрешность измерений находится в обратной зависимости с абсолютным значением измеряемой величины, систематическая ошибка определения температурного напора вычислялись для наименьших значений температуры стенки. Оценивалась также минимальная ошибка, которая возникает при измерении наибольших температур. Относительная ошибка определения коэффициента теплоотдачи:

$$k_{\alpha} = \sqrt{k_q^2 + k_{\Delta T}^2}. \quad (2)$$

$$k_{\alpha}^{\min} = \sqrt{0,0148^2 + 0,1518^2} = 0,1525;$$

$$k_{\alpha}^{\max} = \sqrt{0,0148^2 + 0,1581^2} = 0,1588.$$

Таким образом, максимальная погрешность в определении коэффициента теплоотдачи не превышала 16 %.

Результаты экспериментов и их анализ

На рис. 5, 6 представлены изменения температур стенки конденсатора и испарителя во времени. Как видно из графиков, на малых тепловых нагрузках (до 299,3 Вт) наблюдается режим пульсации, который постепенно вырождается и работа термосифона становится стабильной. Данный режим можно связать со снарядным течением теплоносителя внутри термосифона. То есть пар проталкивает перед собой жидкость, которая охлаждает стенки термосифона, в результате чего наблюдается понижение температуры. Дальнейшее увеличение тепловой нагрузки уменьшает долю жидкости в парожидкостной смеси и снарядный режим переходит в пленочный.

По экспериментальным данным также можно сделать выводы о том, что стабильная работа термосифона наблюдается в пределах 17° при повороте испарителя относительно конденсатора и в пределах $\pm 2^{\circ}$ при наклоне термосифона относительно горизонтальной плоскости.

При выходе на стационарный режим работы пародинамического термосифона при наблюдении за ним продолжительный период времени не наблюдалось значительных колебаний температуры. Колебания составили ± 2 °С, на такое расхождение влияла температура окружающей среды и скорость охлаждающего воздуха.

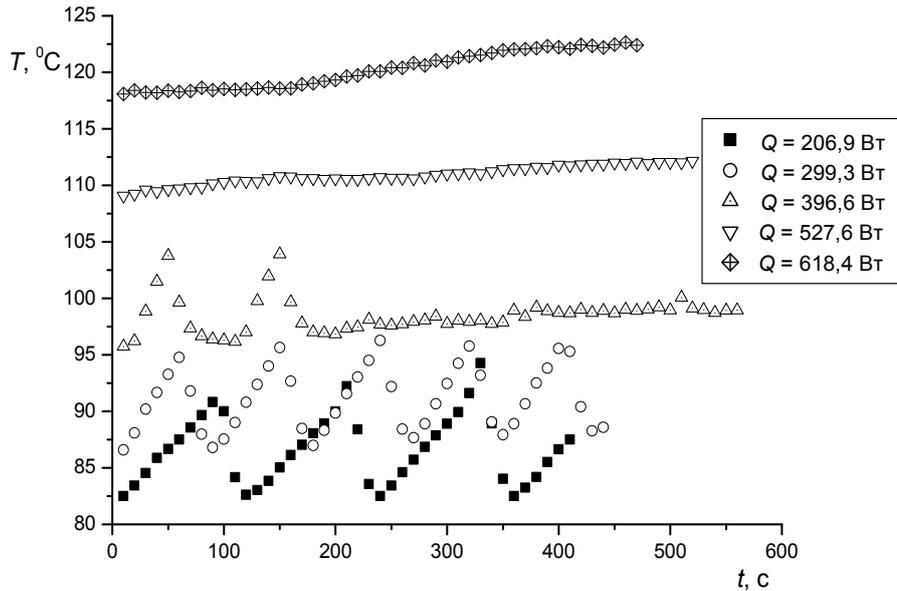


Рис. 5. Зависимость температуры стенки испарителя от времени в месте изменения направления движения теплоносителя при строго вертикальном положении конденсатора относительно испарителя

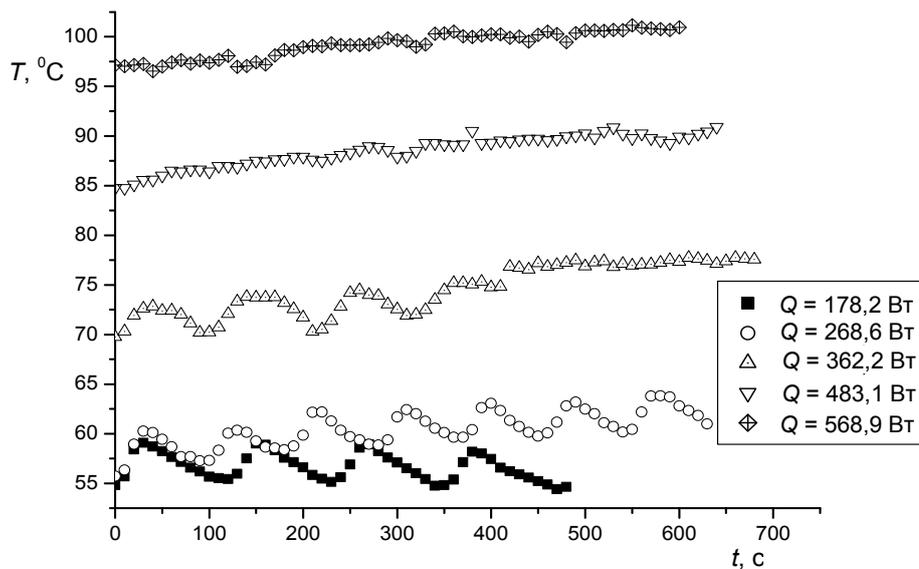


Рис. 6. Зависимость температуры стенки конденсатора от времени в месте изменения направления движения теплоносителя при строго вертикальном положении конденсатора относительно испарителя

При исследовании снарядного режима было обнаружено, что после повышения нагрузки, а затем снижения ее до первоначального уровня наблюдается изменение частоты и периода пульсации работы термосифона. Данное явление отрицательно влияет на термическое сопротивление, так как увеличивается разность температур между испарителем и конденсатором, а работа термосифона становится менее стабильной. На рис. 7, 8 представлено сравнение изменения температуры во времени в зависимости от того, повышалась либо понижалась нагрузка.

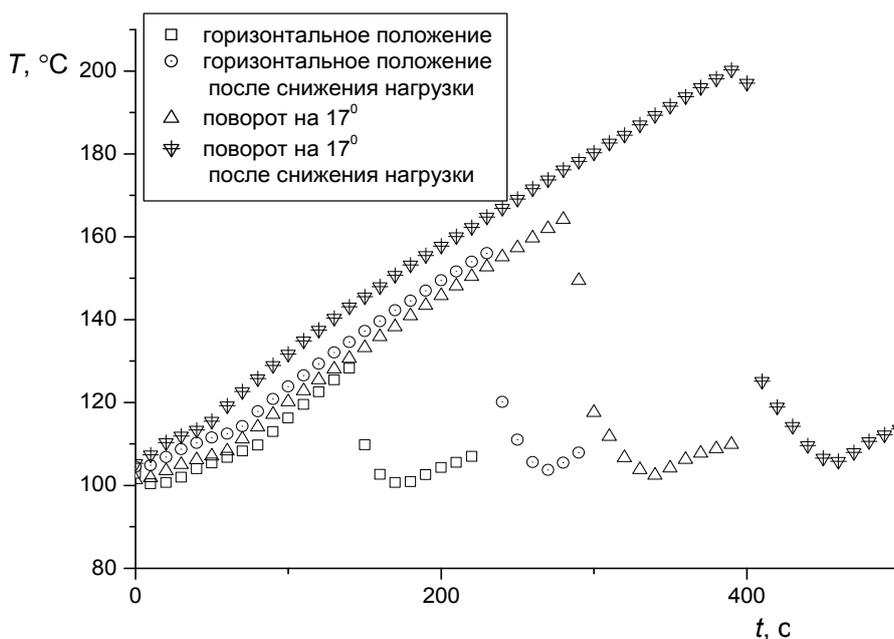


Рис. 7. Изменение температуры во времени на испарителе в месте изменения направления движения теплоносителя при подводимой тепловой нагрузке $q = 206,9$ Вт

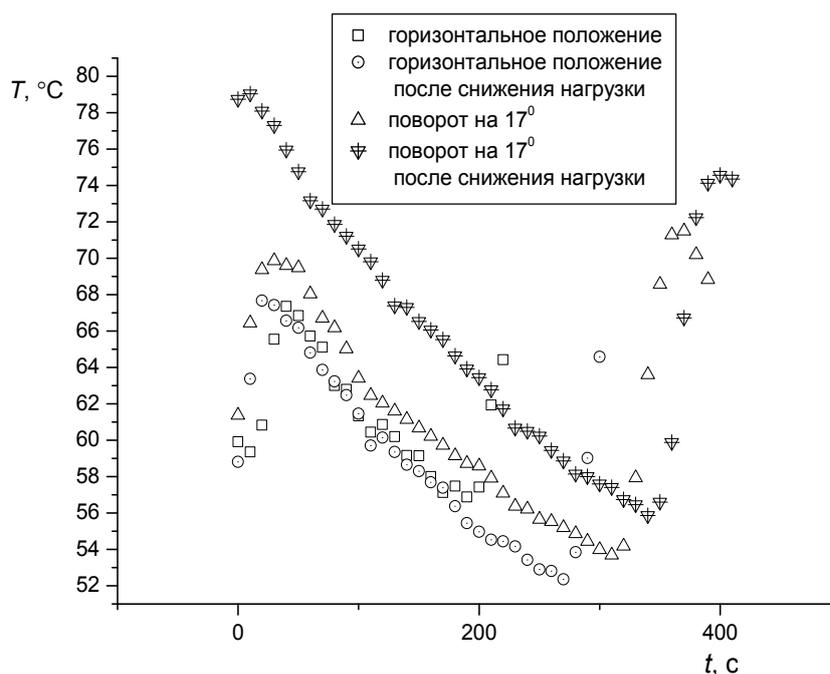


Рис. 8. Изменение температуры во времени на конденсаторе в месте изменения направления движения теплоносителя при подводимой тепловой нагрузке $q = 206,9$ Вт

Для оценки эффективности работы любого теплопередающего устройства служит термическое сопротивление. На рис. 9 представлены термические сопротивления всего термосифона в зависимости от положения в пространстве. В области малых нагрузок сопротивление велико по сравнению с областью больших нагрузок, где оно стремится к нулю, но соответствует тому, чтобы говорить об эффективной работе термосифона, независимо от положения в пространстве.

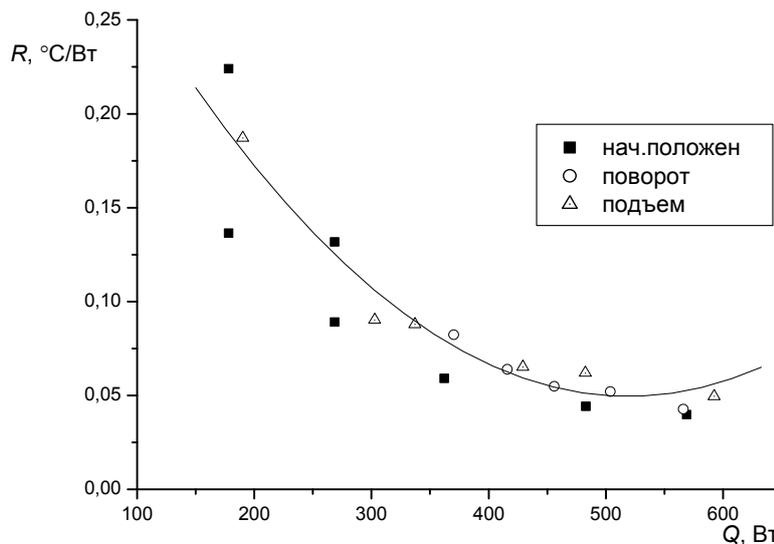


Рис. 9. Зависимости термического сопротивления всего термосифона от подводимой мощности при различных положениях в пространстве

Заключение

На основании экспериментальных исследований определено, что стабильная работа термосифона наблюдается в пределах $\pm 17^\circ$ при повороте испарителя относительно конденсатора и в пределах $\pm 2^\circ$ при наклоне термосифона относительно горизонтальной плоскости. При малых тепловых нагрузках (до 300 Вт) установлено возникновение режима пульсаций, который вырождался с повышением тепловой нагрузки, при этом работа пародинамического термосифона становилась более стабильной.

В области малых тепловых нагрузок (со 170 по 300 Вт) сопротивление ПДТС велико, при повышении нагрузки термическое сопротивление уменьшается. Например, при увеличении нагрузки со 170 до 340 Вт термическое сопротивление снижается в 2 раза с 0,2 до 0,1 °C/Вт. Минимальное термическое сопротивление, определенное экспериментально, составило 0,05 °C/Вт при тепловой нагрузке 580 Вт. Дальнейшее увеличение нагрузки на уменьшение сопротивления ПДТС значительно не повлияет.

Пародинамические термосифоны перспективны и могут применяться для обогрева помещений, в сушильных установках, системах предотвращения скопления снега на кровлях, обмерзания железнодорожных стрелочных переводов, в адсорбционных тепловых насосах и холодильных установках, емкостях для хранения и безопасной транспортировки природного газа в связанном углеродными сорбентами состоянии и т. д., что позволит обеспечить экономию топливных и энергетических ресурсов.

Литература

1. Vasiliev L.L., Vasiliev L.L. Jr., Horizontal vapordynamic thermosyphons, fundamentals and practical applications // 16th International Heat Pipe Conference. – 2012. – Lyon.
2. Рабецкий, М. И. Пародинамические теплопередающие устройства для обогрева протяженных горизонтальных объектов / М. И. Рабецкий // Тепло- и массообмен: итоги и перспективы. – Минск, 1985. – С. 18–22.
3. Безродный, М. К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных. Теория и практика / М. К. Безродный, И. Л. Пиоро, Т. О. Костюк. – 2-е изд., перераб. и доп. – К. : Факт, 2005. – 704 с.

Получено 04.02.2013 г.