

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПАРДИНАМИЧЕСКОГО ТЕРМОСИФОНА. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ НА ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

А. В. Родин, Р. Н. Жихарев

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

Научный руководитель А. В. Шаповалов

Целями работы являются: 1) сравнение двух конструкций пародинамического термосифона с выявлением достоинств и недостатков примененных технических решений в представленных образцах; 2) обобщение опытных данных и выведение эмпирических зависимостей для расчета термических сопротивлений.

Для исследования процессов, протекающих в полости пародинамического термосифона на кафедре «Промышленная теплоэнергетика и экология» учреждения образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого» был создан экспериментальный стенд. На специально спроектированной

стойке установлен пародинамический термосифон. Стойка обеспечивает поворот пародинамического термосифона от горизонтального до строго вертикального положения. Для подвода теплового потока к испарителю служит спиральный электрический нагреватель. Подводимая мощность к нагревателю регулировалась с помощью лабораторного автотрансформатора. Пародинамический термосифон показан на рис. 1. Рабочий участок изготовлен разборным, выделяя в отдельные части испаритель, транспортную зону и конденсатор. Соединение между ними выполнено с помощью фланцев. Конденсатор представляет из себя медную трубу внешним диаметром 32 мм и толщиной стенки 1,5 мм. На трубе устанавливается водяной либо воздушный кожух охлаждения. Внутри конденсатора и испарителя соосно установлена труба меньшего диаметра. Это необходимо для разделения потоков пара и конденсата, что приводит к улучшению теплопередающих характеристик аппарата, а также такая конструкция обеспечивает передачу тепла в горизонтальном положении на большие расстояния. Испаритель, как и конденсатор, изготовлен из трубы, внешний диаметр которой также 32 мм и с толщиной стенки 1,5 мм. Внутренняя труба в испарителе выполняет ту же роль, что и в конденсаторе.

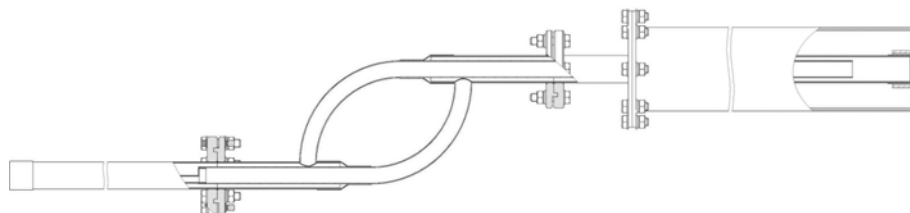


Рис. 1. Пародинамический термосифон

Для измерения температуры использовались хромель-капелевые термопары (диаметр проводников 0,2 мм). Сбор и обработка информации по специальной программе производились измерителем регулятором Сосна-002.

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

$$R = \frac{t_n - t_k}{q}, \frac{^{\circ}\text{C} \cdot \text{м}^2}{\text{Вт}}, \quad (1)$$

где q – тепловой поток, отнесенный к единице площади поверхности, $\text{Вт}/\text{м}^2$; t_n – температура в начале исследуемого участка термосифона, $^{\circ}\text{C}$; t_k – температура в конце исследуемого участка термосифона, $^{\circ}\text{C}$.

В основу обобщения опытных данных по минимальному термическому сопротивлению пародинамического термосифона вследствие того, что определяющую роль играют процессы осевого переноса, положена критериальная система вида [1]:

$$R_{\text{мин}} = f(K, K_p, l/d); \quad (2)$$

$$K = \frac{W'' \sqrt{\rho''}}{\sqrt[4]{\sigma g (\rho'' - \rho')}}; \quad (3)$$

$$K = \frac{P}{\sqrt[4]{\sigma g(\rho'' - \rho')}}, \quad (4)$$

где l – длина термосифона, мм; d – диаметр термосифона, мм; W'' – скорость пара, м/с; ρ' , ρ'' – плотность жидкости и пара соответственно, кг/м³; σ – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м; g – ускорение свободного падения, м²/с; P – давление, бар.

В качестве определяемого безразмерного комплекса принято безразмерное термическое сопротивление:

$$\frac{\Delta t_{\text{и-к}}}{q} \cdot \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d} \equiv \frac{1}{\text{Nu}^*}. \quad (5)$$

Опытные данные обобщаются зависимостью:

$$\frac{\Delta t_{\text{и-к}}}{q} \cdot \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d} = 3,16 \cdot 10^{-2} \cdot K^n \cdot K_p^{-0,4} \left(\frac{l}{d} - 41 \right); \quad (6)$$

$$n = 3,25 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{l}{d} - 59 \right), \quad (7)$$

где $\Delta t_{\text{и-к}}$ – разность температур между испарителем и конденсатором, °С; q – удельная тепловая нагрузка, Вт/м²; $\lambda_{\text{ж}}$ – теплопроводность жидкости, Вт/(м² · К).

Выражение (6) не совсем удовлетворяет опытными данным настоящего исследования, так как не учитывает размеров кольцевого зазора, в котором и происходят процессы теплообмена. Для устранения этого недостатка были внесены некоторые поправки в выражения (3) и (6). В результате формулы приобрели следующий вид:

$$K = \frac{W'' (\sqrt{\rho''})^{\left(\frac{d-d_{\text{вн}}}{d}\right)^{12}}}{\sqrt[4]{\sigma g(\rho'' - \rho')}}, \quad (8)$$

где $d_{\text{вн}}$ – диаметр внутренней трубы, мм.

$$\frac{\Delta t_{\text{и-к}}}{q \left(\frac{d-d_{\text{вн}}}{d}\right)^{0,1}} \cdot \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d} = 3,16 \cdot 10^{-2} \cdot K^n K_p^{-0,4} \left(\frac{l}{d} - 41 \right) \left(\frac{d-d_{\text{вн}}}{d} \right)^{2,1}. \quad (9)$$

Результаты обобщения опытных данных по минимальному термическому сопротивлению с учетом внесенных поправок представлены на рис. 2.

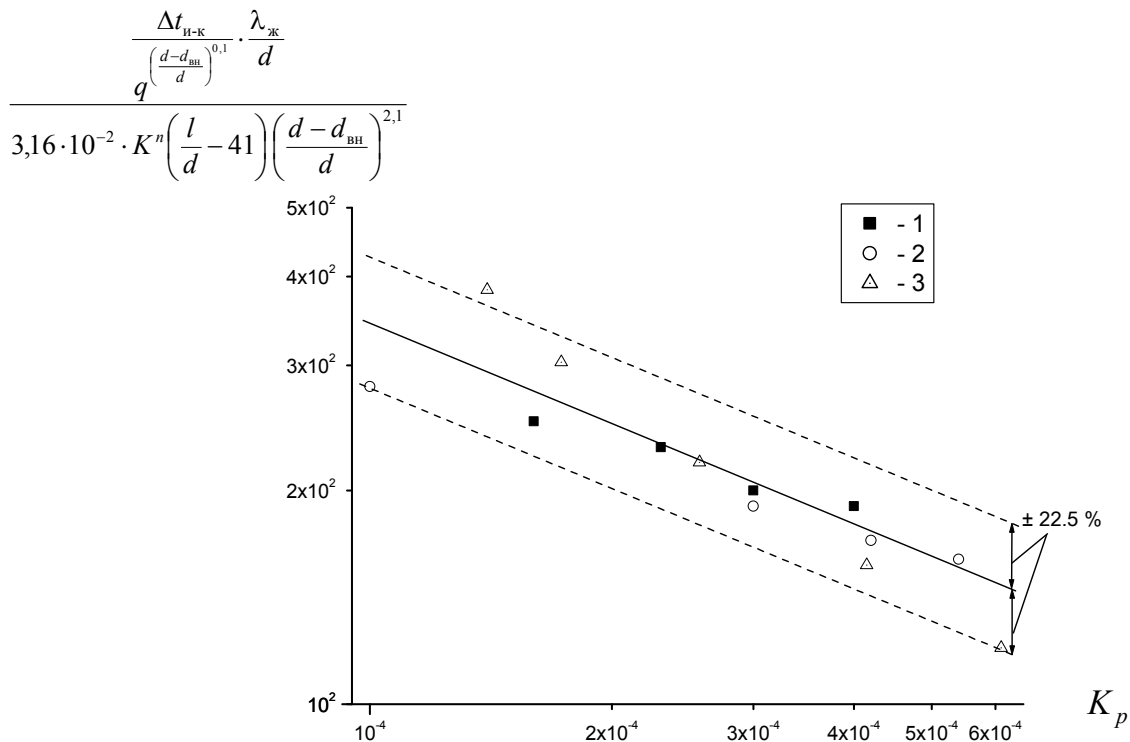


Рис. 2. Обобщение опытных данных по минимальному термическому сопротивлению по выражению (9):

1 – $d = 25$ мм, фреон-113 [1]; 2 – $d = 25$ мм, этанол [1];
3 – $d = 25$ мм, вода (данные настоящего исследования)

Относительная погрешность при расхождении опытных данных работы с результатами исследований, представленными в [1], составляет 22,5 %.

Заключение

1. Внесенные изменения в транспортную зону и изменение проходных сечений внутренних трубок зон испарения и конденсации позволили сократить время выхода на рабочий режим термосифона, находящегося на кафедре «Промышленная теплоэнергетика и экология», по сравнению с термосифоном лаборатории пористых сред ИТМО им. Лыкова.

2. В интервале нагрузок до 360 Вт не наблюдается режимов пульсаций, которые негативно влияют на стабильность работы.

3. Эмпирическое соотношение для определения термического сопротивления описывает экспериментальные данные с погрешностью не более 22,5 %.

4. По полученным экспериментальным данным не выявлено различия термического сопротивления от углов наклона.

5. По результатам расчетов погрешность измерения термического сопротивления не превысила 16 %, что для исследований подобного рода является приемлемой величиной.

Литература

1. 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.