

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПАРДИНАМИЧЕСКОГО ТЕРМОСИФОНА

А. В. Родин

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

Научный руководитель А. В. Шаповалов

Процессы, происходящие в испарителе термосифонов с внутренними вставками, мало изучены. Поэтому возникает необходимость экспериментальным путем определять пределы работы термосифона, влияние различных параметров на работоспособность, оптимальную степень заполнения, а также оптимальные геометрические размеры.

Целью исследования является:

- определение оптимальных режимов работы пародинамического термосифона;
- выявление оптимальных геометрических размеров кольцевого зазора, степени заполнения внутренней полости, расположения в пространстве зоны испарения относительно зоны конденсации.

Для получения экспериментальных результатов был спроектирован и изготовлен стенд, представленный на рис. 1. Стенд является совместной разработкой кафедры «Промышленная теплоэнергетика и экология» УО «ГГТУ им. П. О. Сухого» и лаборатории пористых сред ГНУ «ИТМО им. А. В. Лыкова НАН РБ». Основными элементами стенда являются пародинамический термосифон (более подробно рассмотрен на рис. 2), нагреватель с утеплением для уменьшения тепловых потерь в окружающую среду, кожух охлаждения и стойка. В термосифоне предусмотрена возможность изменения величины кольцевого зазора с помощью сменных внутренних трубок. Стойка установки проектировалась таким образом, чтобы была возможность изменения угла наклона термосифона в пространстве. На установке имеются штуцеры, обеспечивающие заправку термосифона необходимым количеством теплоносителя. С помощью этих штуцеров также производится вакуумирование полости и контроль давления.

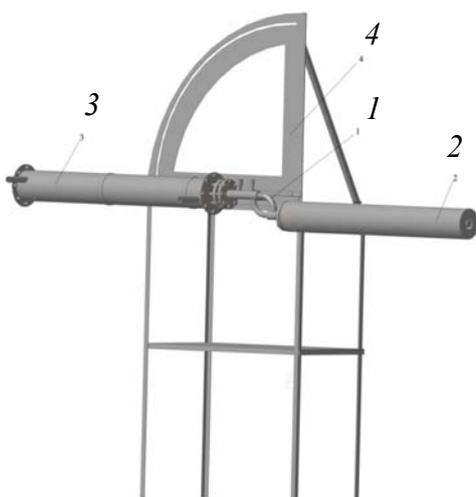


Рис. 1. Экспериментальный стенд для исследования характеристик пародинамического термосифона:

1 – пародинамический термосифон; 2 – нагреватель с утеплителем, установленный на испаритель; 3 – кожух охлаждения; 4 – стойка установки

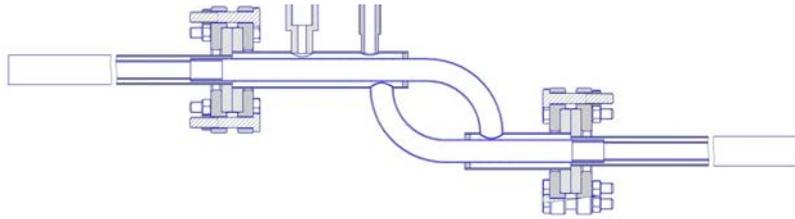


Рис. 2. Пародинамический термосифон

Некоторого повышения уровня предельного теплопереноса термосифонного элемента возможно добиться подбором оптимальной геометрии.

В [1] приведена методика расчетного определения геометрических характеристик термосифона с аксиальной вставкой при условиях достижения максимума критической тепловой мощности. Для проведения расчетов по результатам экспериментальных исследований была получена зависимость вида:

$$x_a^{\text{кр}} = f(W), \quad (1)$$

где  $x_a^{\text{кр}}$  – массовое паросодержание в адиабатной зоне при критическом уровне теплопереноса.

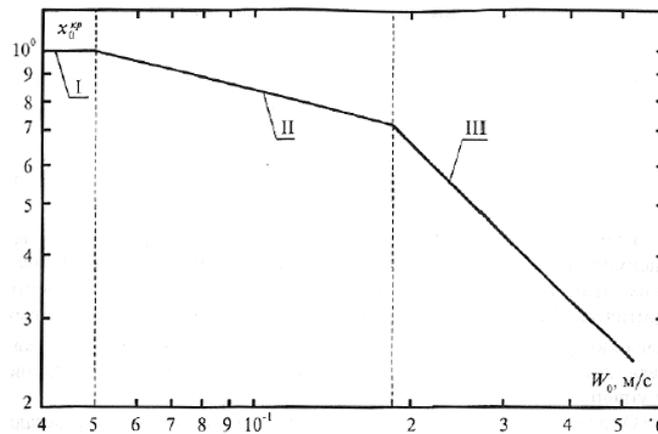


Рис. 3. Расчетная зависимость паросодержания в момент кризиса теплообмена от скорости циркуляции при фиксированных размерах контура и давления в термосифоне (теплоноситель–вода):  
 $d = 70$  мм;  $f_{\text{оп}}/f_{\text{т.с}} = 0,1$ ;  $p = 1,0$  МПа [2]

Зависимость,  $x_a^{\text{кр}} = f(W)$ , представленная на рис. 3, описывается следующими уравнениями:

1. Сухой насыщенный пар:

$$x_a^{\text{кр}} = 1. \quad (2)$$

2. Расчет приводится по следующей формуле:

$$x_a^{\text{кр}} = 1,45 \left( Fr \frac{\rho}{\rho_n} \right)^{-0,125}. \quad (3)$$

3. Расчет проводится по следующей формуле:

$$x_a^{кр} = \frac{1}{\left( Fr \frac{\rho}{\rho_n} (C \cdot K_p^n)^{-2} \right)^{0,5}}, \quad (4)$$

где  $C$ ,  $K$ ,  $n$  – эмпирические коэффициенты.

Проводя расчет по формулам (2)–(4) при постоянном давлении  $p$ , получаем график зависимости критической плотности теплового потока, отнесенной к полному сечению трубы, от изменения геометрических размеров опускающего канала (рис. 4).

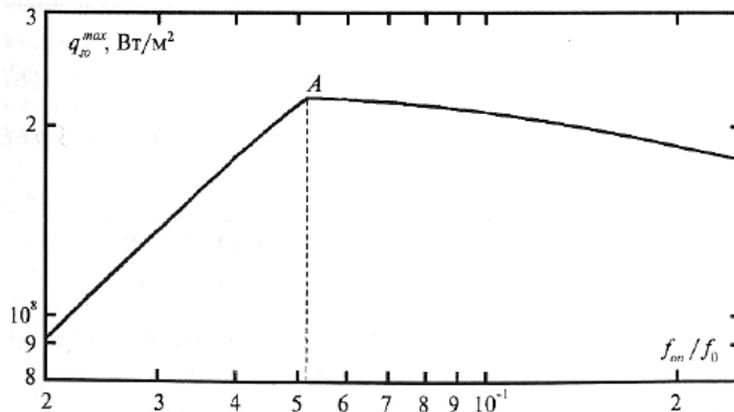


Рис. 4. Зависимость плотности теплового потока от отношения  $f_{оп}/f_{т.с}$  при фиксированном давлении в контуре (теплоноситель–вода):  
 $d = 70$  мм;  $p = 1,0$  МПа [2]

Определяя значения относительного сечения опускающего канала, расчеты показали, что оптимальные значения относительного сечения опускающего канала незначительно уменьшаются с ростом диаметра термосифона и возрастают с увеличением давления в термосифоне.

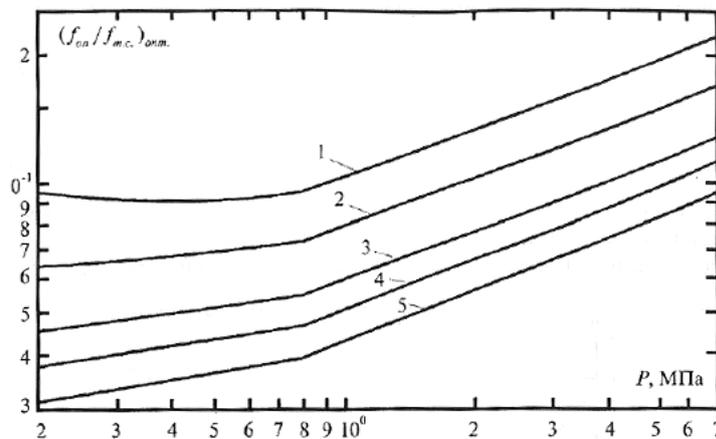


Рис. 5. Оптимальное относительное сечение опускающего канала, полученное из условия достижения максимальной плотности теплового потока (теплоноситель–вода):  
 $1 - d = 20$  мм;  $2 - 30$ ;  $3 - 50$ ;  $4 - 70$ ;  $5 - 100$  [1]

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. – Киев : Факт, 2005. – 704 с.
2. Безродный, М. К. К расчету гидродинамического контура двухфазных термосифонов с внутренними вставками / М. К. Безродный, И. М. Загуменнов, С. А. Хавин // Изв. вузов. Энергетика. – 1986. – № 2. – С. 83–88.