

водорода, то в расчет берем не низшую (7880 ккал/м^3), а высшую теплотворную способность природного газа (8809 ккал/м^3). Экономия топлива за счет этого эффекта составит 4,3% или $2,3 \text{ м}^3/\text{ч}$ от общего его расхода. Таким образом, внедрение новых горелок в данной печи позволит сократить потребление природного газа на $9,2 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Выводы. Выполнены исследования газовых горелок с принудительной подачей подогретого воздуха.

Установлено что замена существующих пламенных горелок в печных процессах на каталитически-стабилизированные инфракрасные горелки при организации двухступенчатого регулируемого сжигания топлива обеспечивает:

- увеличение доли инфракрасного излучения до 37-41%;
- повышение КПД аппаратов до 42 - 46%;
- экономию горючего газа до 30%.

Список литературы: 1. Марченко Г. С. Экологически чистые каталитически стабилизированные горелки для отопительной техники / Г. С. Марченко, Г. И. Соловьев, А. Л. Пелецкий // Энергосбережение, безопасность, экология в промышленности и коммунальной энергетике : X Международная конференция 11-19 сентября 2003 г. : Материалы конференции. – Ялта, 2003, – С. 56 – 58. 2. Prefferle W. C. Catalytically Stabilized Combustion / W.C. Prefferle, L.D. Prefferle // [Progress in Energy and Combustion Science](#). – 1986. – vol. 12, №1. – С. 25-41. 3. Seonhi R. Catalytic combustion in a domestic natural gas burner / R. Seonhi, A. Scholten // [Catalysis Today](#). – 1999. – vol. 47, № 1-4. – С. 415 – 420. 4. Seonhi R. Comparison of catalytic and catalytically stabilized domestic natural gas burners / R. Seonhi, A. Scholten // The 20th World Gas Conference Proceedings. – Copenhagen, 1997, – С. 18. 5. Рябин В. А. Неорганические соединения хрома / В. А. Рябин. – Ленинград : Химия, 1981. – 208 с.

Надійшла до редколегії 20.03.2013

УДК 662.951.2

Испытание каталитически-стабилизированных газогорелочных устройств в энерготехнологических высокотемпературных печных процессах/ Климаш А. А., Соловьёв Г. И// Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х: НТУ «ХПІ», – 2013. - № 1 (977). – С. 168-171. – Бібліогр.: 5назв.

Проведено дослідження енергозберігаючих каталітично-стабілізованих газових пальників інфрачервоного випромінювання. Експериментально показана можливість ефективного використання інфрачервоних газопальникових пристроїв в енерготехнологічних високотемпературних пічних процесах.

Ключові слова: каталізатор, пальники інфрачервоного випромінювання, каталітично-стабілізоване спалювання газу, піч плавки базальту.

The study of energy saving catalytically stabilized infrared gas burners. Experimentally demonstrated the possibility of the effective use of infrared gas burner devices in power technology high- temperature of furnace processes.

Keywords: catalyst burner infrared catalytically stabilized combustion gas furnace melting of basalt

УДК 621.565.83

В. Ю. КРАВЕЦ, канд. техн. наук, доц., НТУУ «КПІ», Киев;

В. И. КОНЬШИН, НТУУ «КПІ», Киев;

БЕХМАРД ГОЛАМРЕЗА, аспирант, НТУУ «КПІ», Киев;

Я. Н. САЛИЙ, студент, НТУУ «КПІ», Киев

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПОЛНЕНИЯ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ТЕПЛООТДАЧИ В ЗОНЕ ИСПАРЕНИЯ ДВУХФАЗНОГО ТЕРМОСИФОНА

Приводятся экспериментальные данные по коэффициентам теплоотдачи в зоне испарения закрытого двухфазного термосифона с внутренним диаметром 5мм и длиной 700мм. Показано влияние геометрических и режимных параметров на теплопередающие характеристики термосифона.

Ключевые слова: Термосифон, коэффициент теплоотдачи, зона испарения.

© В. Ю. КРАВЕЦ, В. И. КОНЬШИН, БЕХМАРД ГОЛАМРЕЗА, Я. Н. САЛИЙ, 2013

Введение. Системы охлаждения на основе испарительно-конденсационного цикла нашли широкое применение в различных устройствах теплообменного оборудования. Одними из эффективных элементов систем охлаждения, использующих принцип испарительно-конденсационного цикла, в настоящее время являются замкнутые двухфазные термосифоны различных конструкций [1,2,3]. 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 влияют большое количество факторов. Это, прежде всего, общая длина, внутренний диаметр, длины зон нагрева (испарения) и конденсации, количество заправленного теплоносителя и его теплофизические свойства, 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 [4,5,6].

Основным критерием эффективной работы термосифонов является низкое термическое сопротивление R при максимальной передаваемой мощности Q_{max} . Величина R зависит от интенсивности теплоотдачи в зонах испарения и конденсации. Основной вклад при этом вносит зона испарения, где происходит переход теплоносителя из жидкой в паровую фазу. Процесс пузырькового кипения отличается высокими коэффициентами теплоотдачи. Однако с изменением внутреннего диаметра термосифонов, условия парообразования не могут быть одинаковыми. Степень заполнения термосифона теплоносителем также влияет на интенсивность теплоотдачи в зоне испарения. При этом если учитывать периодические выбросы теплоносителя в зону конденсации, то коэффициенты теплоотдачи соответственно будут изменяться во времени.

В связи с этим определение интенсивности теплоотдачи в зонах теплообмена термосифонов является важной задачей для расчета их теплопередающих характеристик.

Постановка задачи исследования и экспериментальная установка. Настоящее

исследование посвящено изучению влияния определяющих факторов на интенсивность теплоотдачи в зоне нагрева медного термосифона с внутренним диаметром $d_{вн} = 5 \cdot 10^{-3}$ м и длиной 0,7 м. Длина зоны конденсации была 0,21 м, а зоны нагрева изменялись: 0,045 м, 0,175 м и 0,2 м. В качестве теплоносителя использовалась вода. Коэффициент заполнения K_z , равный отношению объема, занимаемого теплоносителем $V_{жс}$ к объему всей зоны нагрева V_{zn} , составлял 0,44; 0,96 и 1,93. Зона конденсации омывалась водой с температурой 20⁰С и постоянным расходом $4,9 \cdot 10^{-3}$ кг/с. Расположение термосифона – вертикальное.

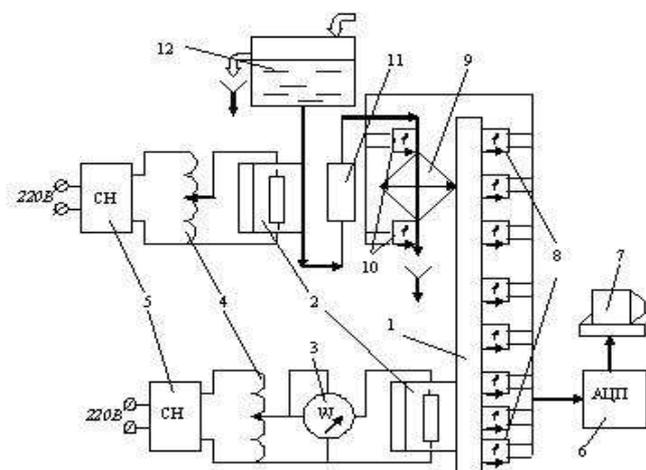


Рис.1 - Схема экспериментальной установки: 1 – термосифон; 2 – омический нагреватель; 3 – ваттметр; 4 – лабораторный автотрансформатор; 5 – стабилизатор напряжения; 6 – аналогово-цифровой преобразователь; 7 – персональный компьютер; 8 – медь-константановые термопары для контроля температуры термосифона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

Исследования проводились на экспериментальной установке, схема которой приведена на рис.1. При проведении эксперимента термосифон 1 устанавливался вертикально. 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.

Отвод теплоты в верхней части термосифона осуществлялся с помощью конденсатора типа «труба в трубе» 9. Зона конденсации омывалась водой с фиксированным 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-костантановыми термопарами 10. Температура воды на входе в конденсатор во время эксперимента поддерживалась постоянной с точностью $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ с помощью электронагревателя 2.

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

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

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

Поскольку средняя температура в зоне транспорта практически соответствует температуре насыщения в термосифоне, то по известным значениям средних температур в зонах испарения $\bar{t}_{\text{исп}}$, транспорта $\bar{t}_{\text{тр}}$, а также величине реально передаваемого теплового потока, в дальнейшем рассчитывались средние коэффициенты теплоотдачи в зоне нагрева α_{3H} :

$$\alpha_{3H} = \frac{Q_{OTB}}{(\bar{t}_{3H} - \bar{t}_{3T}) F_{3H}} = \frac{q_{3H}}{(\bar{t}_{3H} - \bar{t}_{3T})}, \quad (2)$$

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 температура в зоне нагрева начинала монотонно возрастать до некоторого значения, при котором возникал первый центр парообразования.

Сейчас общепризнанно, что причиной появления зародышей паровой фазы являются флуктуации плотности, которые вызваны беспорядочным тепловым движением молекул в жидкости. Молекулярно-кинетический подход к образованию паровой фазы [7,8] 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 сгусток 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.

В [6] показано, что до момента активации первых центров парообразования (режим конвекции) тепловая энергия в термосифоне практически не передается. При этом температура в зоне нагрева монотонно возрастает до значений, которые в некоторых случаях могут превышать допустимую для объекта охлаждения. Теплоноситель перегревается относительно температуры насыщения и переходит в область метастабильного (неустойчивого) состояния [9]. При достижении некоторого температурного уровня, связанного с родом жидкости и состоянием поверхности теплообмена, возникают первые паровые пузыри, что приводит к резкому снижению температуры в зоне нагрева и росту температуры в зоне конденсации. Если рассмотреть изменение коэффициента теплоотдачи во времени совместно с температурным режимом термосифона (рис.2), то можно увидеть, что при монотонном росте температуры в зоне нагрева вплоть до первого резкого падения температуры, интенсивность передачи тепловой энергии была практически нулевой.

При активации первого парового пузыря, что соответствовало падению температуры в зоне нагрева (линия 1), интенсивность

теплоотдачи резко возросла, достигая почти $3000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ (рис.2,б). Температура в зонах транспорта и конденсации при этом скачком увеличивалась. Перепад температур между зонами нагрева и конденсации снижался, что приводило к существенному падению термического сопротивления (рис.2,в). Такие же изменения температуры, интенсивности теплоотдачи и термического сопротивления наблюдались при каждом выбросе парожидкостной смеси в зону конденсации. На величину максимального теплового потока и термические сопротивления оказывает существенное влияние количество теплоносителя в термосифоне, то есть соотношение уровня жидкости к длине зоны нагрева (K_3). Увеличение K_3 приводит к снижению интенсивности теплоотдачи в зоне нагрева и росту термических сопротивлений. При этом максимальные тепловые потоки Q_{max} снижаются. Так на рис.2 показано, что при $K_3=0.44$ минимальное термическое

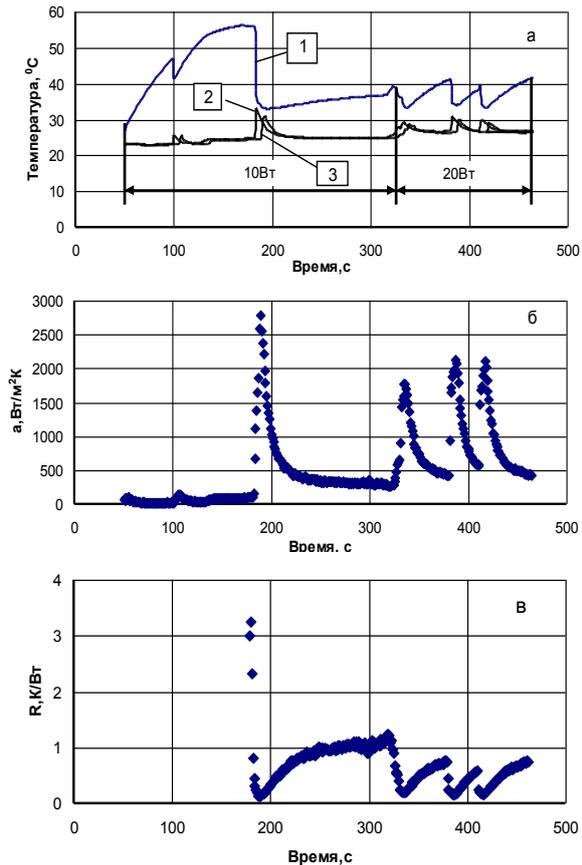


Рис.2 - Совмещенные зависимости температуры стенки термосифона (а), коэффициентов теплоотдачи в зоне нагрева (б) и термических сопротивлений во времени при изменении теплового потока ($K_3=0,44$). Средние температуры: 1 – зоны нагрева; 2 – зоны транспорта; 3 – зоны конденсации

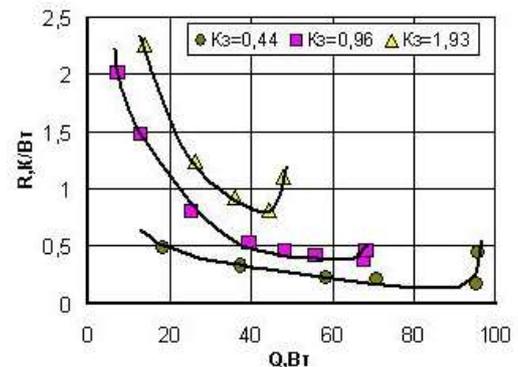


Рис.3 - Влияние коэффициента заполнения K_3 на термическое сопротивление термосифона

сопротивление не превышало 0,2К/Вт, а $Q_{\max} \approx 95\text{Вт}$. Для $Kz=1,93$ термическое сопротивление возросло до 0,8К/Вт, а Q_{\max} снизилось до 44Вт.

Усредненные по времени коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{зи}}$ имели более низкие значения, чем в пиковых режимах. На рис. 4 показано влияние коэффициента заполнения Kz на интенсивность теплоотдачи в зоне нагрева термосифона.

Из рисунка видно, что чем меньше Kz , тем выше $\alpha_{\text{зи}}$. Это связано с тем, что на оголенной от теплоносителя стенке зоны нагрева увеличивается интенсивность теплоотдачи благодаря тонкому слою стекающего конденсата. А, как известно [10], в тонких пленках интенсивность теплоотдачи намного выше, чем в большом объеме. Однако удельные тепловые потоки, при которых могут возникнуть локальные паровые пленки, снижаются. Как показали эксперименты, при малых Kz и максимальных тепловых потоках осушение внутренней стенки зоны нагрева происходило в верхней его части. Когда же теплоноситель полностью заполнял зону нагрева или превышал ее высоту, локальные паровые пленки возникали в нижней его части. При этом максимальные плотности тепловых потоков возрастали.

В результате обобщения экспериментальных данных была получена зависимость $\alpha_{\text{зи}} = f(q_{\text{зи}}, Kz)$

$$\alpha_{\text{зи}} = 0,073 \cdot q_{\text{зи}}^{0,88} \left(\frac{V_a}{V_{\text{ци}}} \right)^{-0,61} \quad (3)$$

Эта зависимость (рис.5) обобщает экспериментальные данные по интенсивности теплоотдачи в зоне испарения термосифона с $d_{\text{вн}} = 5 \cdot 10^{-3}\text{м}$ и длиной 0,7м и справедлива в диапазоне тепловых потоков от 3кВт/м² до 70кВт/м² при вертикальном его расположении. Помимо коэффициента заполнения на интенсивность теплоотдачи в зоне нагрева термосифона оказывают влияние как геометрические факторы (диаметр внутреннего пространства, длины зон нагрева и конденсации) так и расположение его в пространстве (угол наклона) и теплофизические свойства теплоносителя.

Выводы. Таким образом, проведенное исследование показало, что интенсивность теплоотдачи в зоне нагрева термосифона можно рассчитать при условии определения всех влияющих факторов.

К одним из основных факторов можно отнести коэффициент заполнения термосифона. Полученная зависимость (3) позволяет определить коэффициенты теплоотдачи в зоне нагрева, несмотря на то, что характер передачи тепловой энергии происходит в виде периодических температурных изменений.

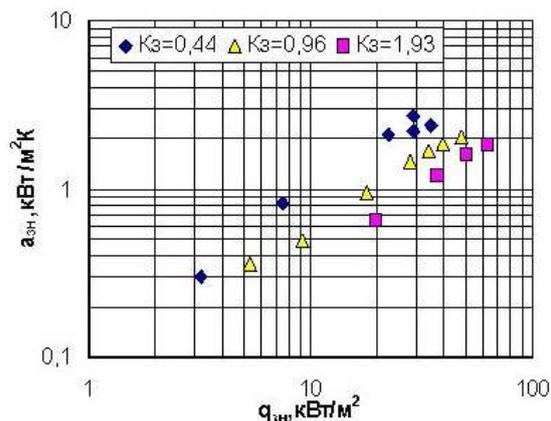


Рис.4 - Зависимость интенсивности теплоотдачи в зоне нагрева от теплового потока при различных степенях заполнения (внутренний диаметр 5мм)

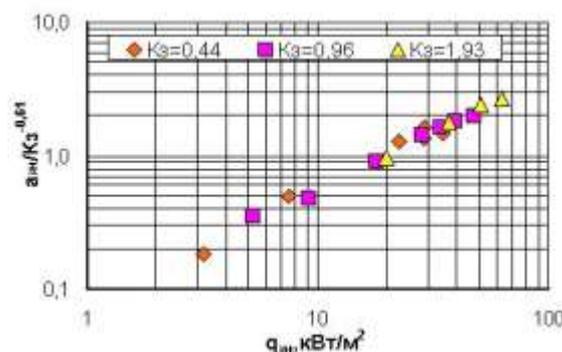


Рис.5 - Обобщение экспериментальных данных в зоне нагрева двухфазного термосифона с $d_{\text{вн}} = 5 \cdot 10^{-3}\text{м}$

Список литературы: 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., Пиоро И. Л., Костюк Т. О.* 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] / *И. И. Свириденко* // 36. Наук. праць СНУЯЕтаП. Севастополь 2006. – Вип. 17.– С. 29–41. 4. *Khazaee I.* Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon [Текст] / *I. Khazaee, R. Hosseini, S.H. Noie* // Applied Thermal Engineering. – 2010. – V.30. – № 5. – P.406 – 412. 5. *Кравец В. Ю.* Пульсационные явления в закрытых двухфазных термосифонах [Текст] / *В. Ю. Кравец, Е. Н. Письменный, В. И. Коньшин* // Збірник наук. праць СНУЯЕтаП. Севастополь 2009. – Вип. 4(32) – С. 39 – 46. 6. *Кравец В. Ю., Письменный Е. Н., Коньшин В. И., Бехмард Голамреза.* Влияние режимных факторов на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов [Текст] / *В. Ю. Кравец, Е. Н. Письменный, В. И. Коньшин* // Збірник наук. праць СНУЯЕтаП, Севастополь 2010. – Вип. 4(36) – С. 41 – 49. 7. *Френкель Я. И.* Кинетическая теория жидкостей [Текст] / *Я. И. Френкель* – М.: Наука, 1975. – 592 С. 8. *Volmer M.* Kinetik der Phasenbildung [Текст] / *M. Volmer* – Dresden und Leipzig, 1938. – 220 P. 9. *Кисина В. И.* Границы и стадии поверхностного кипения воды [Текст] / *В. И. Кисина, Н. В. Тарасова* // Теплоэнергетика. – 2010. – №3. – С. 9 – 22. 10. *Толубинский В. И.* Теплообмен при кипении [Текст] / *В. И. Толубинский* – Киев: Наук. думка, 1980. – 316 С.

Надійшла до редколегії 20.03.2013

УДК 621.565.83

Влияние коэффициента заполнения на интенсивность теплоотдачи в зоне испарения двухфазного термосифона/ Кравец В. Ю., Коньшин В. И., Бехмард Голамреза, Салий Я. Н., // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х: НТУ «ХПІ», – 2013. - № 1 (977). – С. 171-176. – Бібліогр.: 10 назв.

Приводяться експериментальні дані по коефіцієнтам тепловіддачі в зоні випаровування закритого двофазного термосифона з внутрішнім діаметром 5мм и довжиною 700мм. Показано вплив геометричних і режимних параметрів на теплопередаючі характеристики термосифона.

Ключевые слова: Термосифон, коефіцієнт тепловіддачі, зона випаровування.

This article represents data of heat-transfer coefficients in the heating area of the closet two-phase thermosyphons with inner diameter 3mm, 5mm and 9mm, total length 700mm. Influences of the geometrical and regime parameters on the heat transfer characteristics of the thermosyphons are shown.

Keywords: thermosyphon, heat-transfer coefficient, heating area.