

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОБМЕНА В ЗАКРЫТОМ ДВУХФАЗНОМ ТЕРМОСИФОНЕА.А. Александров¹В.А. Акатьев¹М.П. Тюрин²Е.С. Бородина²О.С. Кочетов²

rector@bmstu.ru

akatiev07@mail.ru

tjurinmp@yandex.ru

pacht.ppss@gmail.com

o_kochetov@mail.ru

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация² Российский государственный университет им. А.Н. Косыгина

(Технологии. Дизайн. Искусство), Москва, Российская Федерация

Аннотация

Приведены результаты экспериментального исследования процессов теплообмена при использовании закрытого двухфазного термосифона для нагрева растворов фосфатов как сырья для распылительной суши. Сравнение результатов экспериментальных исследований с результатами расчетов по предложенной ранее математической модели процессов теплообмена в закрытом двухфазном термосифоне показали их хорошее согласование, что свидетельствует об адекватности предложенной модели. Экспериментальные исследования также позволили оценить наиболее экономичные геометрические и режимные характеристики аппарата. В результате экспериментальных исследований получены зависимости эффективности работы закрытого двухфазного термосифона от совокупности нескольких влияющих факторов, в частности от угла наклона термосифона к потоку греющего газа и от потока нагреваемого раствора, степени заполнения термосифона, соотношения диаметра трубы термосифона к его длине, а также интенсивности теплоподвода. Показано, в частности, что наиболее эффективным является значение угла наклона трубы термосифона 30° относительно вертикальной оси. Результаты экспериментальных исследований показывают высокую эффективность аппарата

Ключевые слова

Экспериментальные исследования, закрытый двухфазный термосифон, теплообмен, адекватность математической модели, геометрические характеристики, режимные характеристики

Поступила в редакцию 23.01.2018

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018

Введение. Цель экспериментальных исследований — повышение эффективности теплопереноса в закрытом двухфазном термосифоне (ЗДТ) за счет оптимизации его конструктивных и режимных характеристик, а также проверка адекватности ранее предложенного математического описания процессов тепло- и массообмена в ЗДТ. Вопросам аналитического и экспериментального исследования процессов тепло- и массообмена в ЗДТ посвящено достаточно много ис-

следований. Так, решение внешней и внутренней задач тепломассообмена для ЗДТ рассмотрено в работах [1–8], теоретическое моделирование ЗДТ — в работах [9–11], тепловые характеристики, характеристики конденсации внутри вертикальной трубки с учетом наличия массопереноса, скорости пара и межфазного сдвига, а также влияние угла наклона на ЗДТ — в работах [12–17]. Однако многие проблемы исследованы недостаточно подробно для эффективного внедрения их результатов на практике.

Математическое описание термосифона, приведенное в работах [1, 2], представляет собой системы дифференциальных уравнений сохранения массы, импульса (уравнение Навье — Стокса) и энергии, адаптированных для решения внешней и внутренней задач тепломассопереноса в ЗДТ. Уравнения сохранения были дополнены соответствующими условиями однозначности.

Настоящая работа посвящена экспериментальным исследованиям тепло-массообменных процессов в ЗДТ и сравнению их результатов с результатами аналитических исследований.

Описание экспериментальной установки. Экспериментальные исследования проведены на действующей технологической установке предприятия АО «Реатекс», в которой источником теплоты для испарителя термосифона служили разбавленные воздухом дымовые топочные газы, используемые в качестве сушильного агента для распылительной сушки фосфатов.

Образцы термосифонов представляли собой обычную цилиндрическую трубу, заглушенную с двух сторон и имеющую на верхнем торце устройство для подвода отвода рабочей жидкости, также позволяющее проводить измерение давления.

В процессе эксперимента исследована зависимость эффективности теплопереноса от нескольких влияющих факторов: коэффициента заполнения; угла наклона φ трубы термосифона; соотношения длины испарителя к его диаметру $l' = L/D$; интенсивности подвода и отвода теплоты. Проведено сравнение измеренных в процессе эксперимента численных значений режимных характеристик работы термосифона с их значениями, полученными в результате вычислительного эксперимента с использованием приведенной в работе [1] математической модели.

Принципиальная схема экспериментальной установки для использования теплоты топочных газов в целях нагрева рабочего раствора приведена на рис. 1. Поскольку термосифон находится в контакте с агрессивной средой, он выполнен из труб, изготовленных из легированной стали марки 12Х18Н10Т.

Установка представляет собой теплообменный аппарат для нагрева растворов фосфатов за счет теплоты топочных газов, совмещающий в себе двухфазный герметично закрытый термосифон, заполненный дистиллированной водой (промежуточный теплоноситель); рабочую емкость для нагрева рабочих растворов до температуры, близкой к температуре кипения, и вертикальной камеры смешения топочных газов. Установка содержит нижнюю часть I — зону отбора теплоты от топочных газов (зону нагрева и испарения промежуточного теплоносителя) — и верхнюю часть II — зону нагрева рабочего раствора (зону охлаждения и конденсации промежуточного теплоносителя). При этом термосифон может изме-

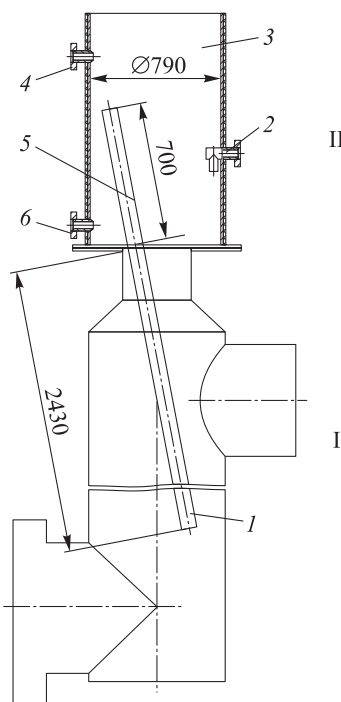


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки для использования теплоты топочных газов в целях нагрева рабочего раствора:

II I, II — нижняя и верхняя части термосифона; 1 — испаритель; 2 — конденсатор; 3 — патрубок для отвода раствора; 4 — патрубок для опорожнения емкости; 5 — патрубок для подвода раствора; 6 — бак нагреваемых растворов

нять угол наклона трубы относительно вертикальной оси в пределах $0...30^\circ$. Такой небольшой диапазон изменения значений угла наклона связан с конструктивными особенностями технологической установки.

Принцип работы установки следующий. Закрытый двухфазный термосифон заполняется водой объемом около 8 л. Под действием высокой температуры ($\approx 600^\circ\text{C}$) в камере смешения точки вода (промежуточный теплоноситель) в испарителе 1 термосифона нагревается, закипает и испаряется.

При этом за счет высоких значений теплоты парообразования она воспринимает большое количество теплоты от топочных газов и переносит ее с паром из нижней части I к конденсатору 2, расположенному в верхней части II установки, где пар конденсируется и отдает поглощенную теплоту обогреваемому раствору. Затем сконденсированный водяной пар в виде пленки жидкости попадает в зону нагрева, и процесс повторяется. Рабочий раствор непрерывно поступает в бак 6 через патрубок 5, нагревается и далее отводится через патрубок 3 на фильтрацию и далее в распылительную сушилку.

Результаты исследований. В процессе проведения экспериментальных исследований влияющие факторы изменялись следующим образом: коэффициент заполнения $20...80\%$ по отношению к объему испарителя; угол наклона трубы термосифона $0...30^\circ$ относительно вертикальной оси; отношение длины испарителя к его диаметру имело значения $l' = L/D = 34,3; 27; 23,5$ для трех экспериментальных образцов соответственно; интенсивность отвода теплоты менялась за счет изменения начальной температуры нагреваемого теплоносителя $40...60^\circ\text{C}$ и его расхода $170...310$ л/ч так, чтобы конечное значение температуры всегда составляло около 98°C , при этом расход нагреваемого раствора определялся по времени заполнения емкости определенного объема. Интенсивность подвода теплоты изменялась за счет изменения температуры топочных газов в камере смешения. Температура в камере смешения поддерживалась на трех уровнях $500, 600$ и 700°C .

Термосифон имел по длине фиксированные размеры: длина испарителя 240 мм, конденсатора 700 мм и переходного адиабатного участка 30 мм.

В процессе проведения эксперимента измерены распределение температуры на наружных поверхностях теплообмена термосифона, поля температуры и скорости топочных газов на входе и выходе из камеры смешения (I), температура на входе и выходе зоны нагрева рабочего раствора (II), количество отводимой и подводимой теплоты и другие характеристики, влияющие на эффективность работы термосифона.

Кроме того, проведены измерения давления внутри термосифона с помощью манометров МО-1227 (класс точности 0,15, верхний предел измерения 1,0 МПа). По значению давления в термосифоне контролировалась равновесная температура промежуточного теплоносителя (в рассматриваемом случае воды).

Определение расхода газа в камере смешения топки осуществлялось по полям скоростей газа на входе и выходе камеры смешения.

Результаты измерений приведены ниже. Среднеквадратичные отклонения косвенных измерений значений тепловых потоков от их средних значений не превышали 6 % во всем диапазоне измеряемых значений.

Распределение осевой скорости по радиусу во входном и выходном сечениях камеры смешения и в отдельных ее характерных точках, а также распределение статического давления определялось с помощью пятиканального шарового зонда [19, 20] с диаметром чувствительного элемента 9 мм. Градуировка зонда проводилась эталонной трубкой Прандтля в аэродинамической трубе со строгой ориентацией потока в пространстве [19].

Распределение осевой скорости V_0 по диаметру сечения на выходе из камеры смешения при различных значениях расхода газа приведено на рис. 2. Максимальное значение V_0 имеет на оси выходного патрубка камеры смешения. С увеличением расхода газа осевая скорость V_0 на выходе увеличивается.

Аналогичная зависимость получена для распределения скоростей и на входе газов в камеру смешения.

Результаты измерений значений поля скоростей и статического давления достаточно хорошо согласуются с результатами расчетов по модели, приведенной в работе [1]. Расхождения не превышают 6 %.

Расчетное и измеренное распределение температуры вдоль внешней стенки термосифона при длине конденсатора 700 мм, диаметре трубы 89 мм, температуре газа 600 °С и различных значениях начальной температуры охлаждающей воды (40, 50, 60 °С) приведены на рис. 3. Расхождение находится в пределах погрешности эксперимента.

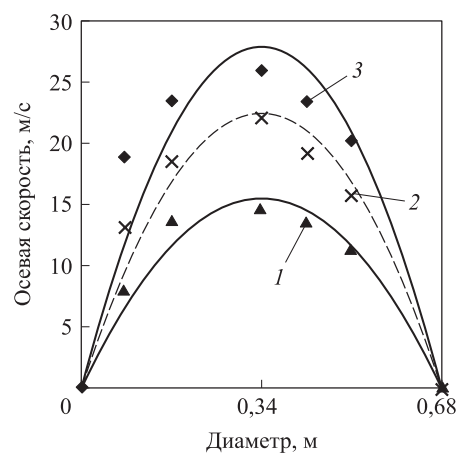


Рис. 2. Распределение осевой скорости по диаметру сечения на выходе из камеры смешения при значениях расхода газа 3,6 (1), 5,1 (2) и 6,2 м³/с (3)

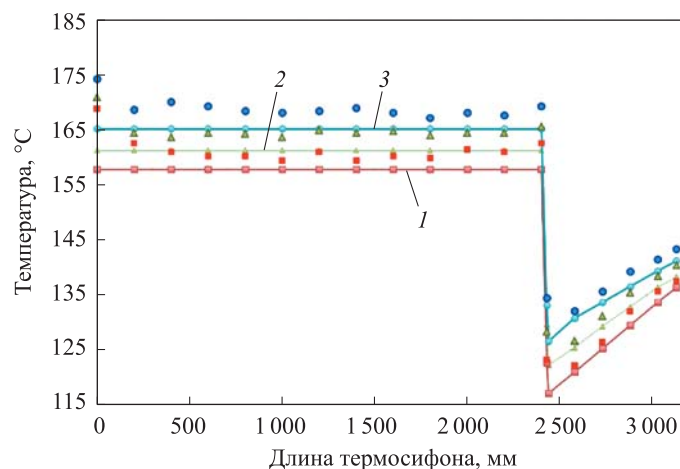


Рис. 3. Распределение температуры вдоль внешней стенки термосифона при длине конденсатора 700 мм, диаметре трубы 89 мм, температуре газа 600 °С и значениях начальной температуры нагреваемого теплоносителя 40 (1), 50 (2), 60 °С (3) (точки обозначают экспериментальные данные)

Следует отметить, что результаты расчетов по предложенным математическим моделям [1] процессов тепломассопереноса в установке как внутри ЗДГ, так и при его внешнем обтекании в зонах испарителя и конденсатора хорошо согласуются с результатами экспериментальных исследований, что свидетельствует об адекватности предложенных моделей.

Зависимость характеристик термосифона от теплопроизводительности определялась косвенным методом. Теплопроизводительность термосифона изменялась за счет изменения количества подводимой и отводимой теплоты в зонах испарителя I и конденсатора II посредством изменения температуры газов в камере смешения и температуры в баке нагреваемых растворов. Температура в камере смешения варьировалась изменением количества воздуха, подаваемого на смешение с топочными газами и сжигаемым природным газом. Средняя температура в баке нагреваемых растворов изменялась путем изменения их расхода и начальной температуры.

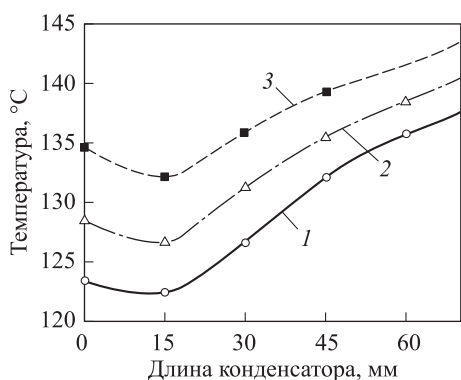


Рис. 4. Распределение температуры вдоль внешней стенки конденсатора термосифона при различных значениях расхода и начальной температуре нагреваемого раствора:

1 — 40 °С, 200 л/ч; 2 — 50 °С, 241 л/ч; 3 — 60 °С, 304 л/ч

Результаты измерений хорошо согласуются с результатами расчетов.

Распределение температуры вдоль внешней стенки конденсатора термосифона при различных значениях расхода охладителя (температуре в баке растворов) приведена на рис. 4. Результаты измерений хорошо согласуются с результатами расчетов.

Зависимость теплопроизводительности термосифона от температуры газов в камере смешения при различных значениях температуры нагреваемого теплоносителя приведена на рис. 5, а, зависимость теплопроизводительности от разности значений температуры греющего (газами в камере смешения) и нагреваемого (рабочим раствором) теплоносителей — на рис. 5, б.

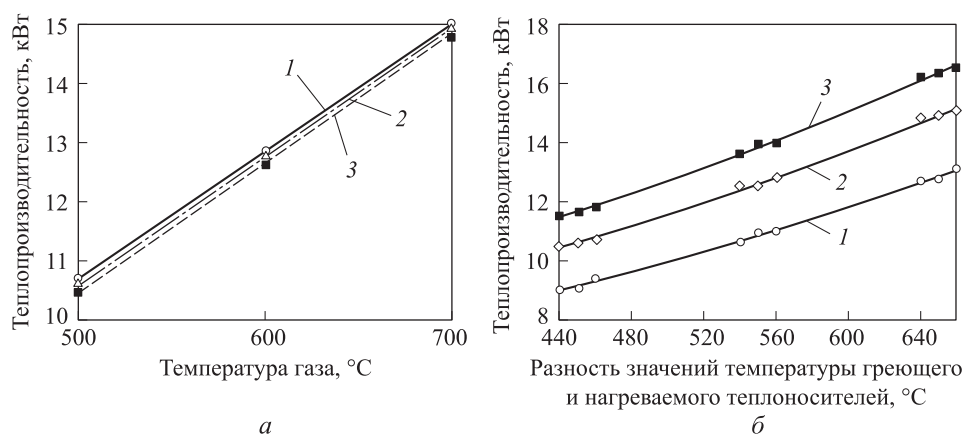


Рис. 5. Зависимости теплопроизводительности термосифона от температуры газов в камере смешения (а) и от разности значений температуры греющего и нагреваемого теплоносителей (б):

а — при значениях диаметра 89 мм и начальной температуре нагреваемого теплоносителя 40 (1), 50 (2) и 60 °С (3); б — при значениях диаметра 70 (1), 89 (2) и 102 мм (3)

Следует отметить, что с увеличением температуры газов в камере смешения и снижением температуры нагреваемого теплоносителя (нагреваемых растворов) теплопроизводительность термосифона возрастает, что объясняется возрастанием разности температур — движущей силы процесса переноса теплоты. Однако нельзя утверждать, что эта зависимость является прямо пропорциональной. Согласование расчетных и экспериментальных данных также находится на хорошем уровне — в пределах погрешности эксперимента.

Зависимость температуры насыщения от средней температуры греющего теплоносителя при начальной температуре нагреваемых растворов 50 °С для труб с различным соотношением длины испарителя к диаметру трубы $l' = L/D$ приведена на рис. 6.

Как было отмечено выше, с увеличением температуры греющего теплоносителя возрастают давление и температура насыщения во внутренней полости термосифона, а также его теплопроизводи-

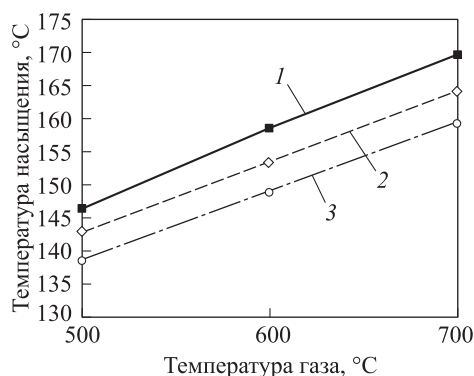


Рис. 6. Зависимость температуры насыщения от температуры газа при $l' = 23,5$ (1), 27 (2) и 34,3 (3)

тельность, несмотря на то, что удельная теплота испарения с ростом давления падает. Этот рост теплопроизводительности обеспечивается соответствующим увеличением скорости переноса пара внутри термосифона. В рассматриваемом случае расхождение результатов измерений с расчетными данными также находится в пределах погрешности эксперимента. Таким образом, можно сделать вывод об адекватности предложенного математического описания [1] процессов переноса в данной модели.

Согласно приведенным зависимостям, с увеличением температуры дымовых газов и соответственно количества воспринимаемой испарителем теплоты повышаются температура и давление во внутренней области термосифона. При этом давление насыщения при температуре топочных газов 600 °С и начальной температуре нагреваемого теплоносителя 50 °С достигает 0,52 МПа.

При оценке влияния угла наклона термосифона на его эффективность угол наклона трубы термосифона изменялся в диапазоне значений 0...30° относительно вертикальной оси, увеличение угла более 30° не представлялось возможным вследствие конструктивных особенностей установки. Однако, исходя из полученных результатов исследований, можно сделать следующий вывод: наиболее эффективным с позиции тепломассопереноса является угол наклона 30°. Коэффициент заполнения практического влияния на эффективность теплопереноса не оказывает (рис. 7).

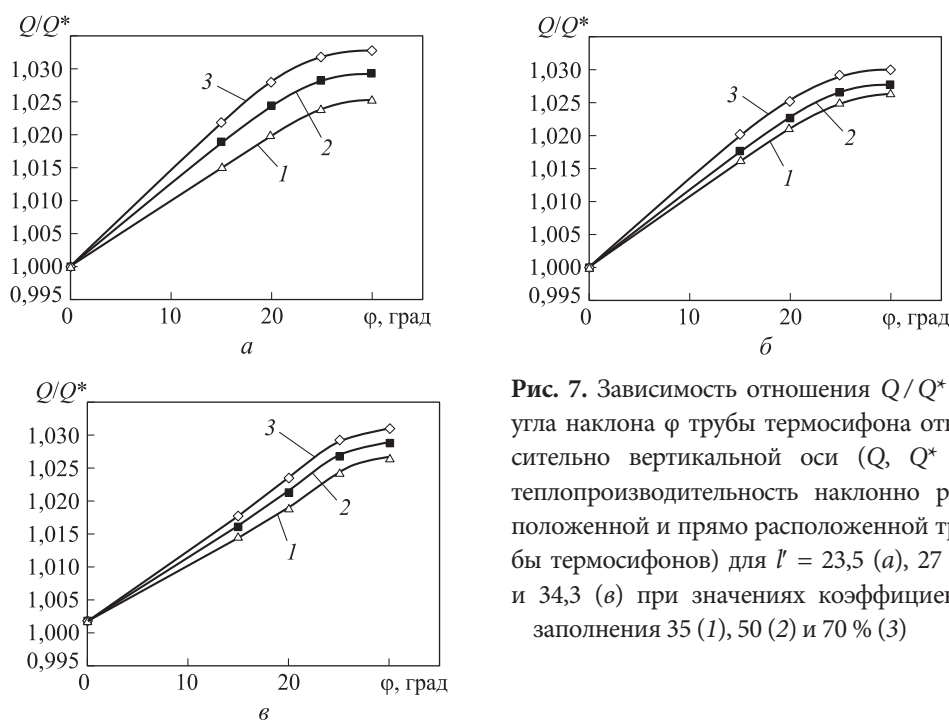


Рис. 7. Зависимость отношения Q/Q^* от угла наклона ϕ трубы термосифона относительно вертикальной оси (Q, Q^* — теплопроизводительность наклонно расположенной и прямо расположенной трубы термосифонов) для $l' = 23,5$ (а), 27 (б) и 34,3 (в) при значениях коэффициента заполнения 35 (1), 50 (2) и 70 % (3)

Что касается влияния соотношения длины испарителя к его диаметру $l' = L/D$, то можно отметить следующее: измерения проведены при трех значениях $l' = 34,3; 27$ и $23,5$ (значения диаметра трубы 700, 89 и 102 мм). При этом

в указанном диапазоне значений наиболее эффективным оказалось соотношение $l' = 34,3$. Однако, исходя из конструктивных особенностей установки, в качестве рабочего варианта было выбрано соотношение $l' = 27$. В этом случае для обеспечения необходимой теплопроизводительности для нагрева растворов фосфатов до требуемой температуры $98\text{ }^{\circ}\text{C}$ необходим батарейный термосифон, состоящий из четырех труб. Здесь также наблюдается хорошее согласование экспериментальных и расчетных данных.

Экспериментальные исследования позволили уточнить значения постоянных коэффициентов критериальной зависимости для определения среднего значения коэффициентов теплопередачи от топочных газов к испарителю термосифона, необходимые для инженерного расчета аппарата: $Nu_r = 0,262 \cdot Re_r^{0,6}$, где Nu_r , Re_r — числа Нуссельта и Рейнольдса при температуре газа.

Выводы. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили адекватность предложенной ранее математической модели [1], позволили уточнить необходимые для инженерных расчетов значения постоянных коэффициентов критериальной зависимости для теплопереноса в зоне испарителя термосифона, а также определить наиболее экономичные геометрические и режимные характеристики ЗДТ, требуемые для проектирования и создания его промышленной конструкции [21, 22].

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров А.А., Акатьев В.А., Тюрин М.П., Бородина Е.С. Решение внешней и внутренней задач тепломассообмена для закрытого двухфазного термосифона // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки. 2017. № 4. С. 109–121. DOI: 10.18698/1812-3368-2017-4-109-121
2. Тюрин М.П., Бородина Е.С., Кочетов Л.М., Бельданова О.Г. Теоретическое моделирование процессов тепломассопереноса в двухфазном закрытом термосифоне // Дизайн и технологии. 2014. № 41. С. 55–59.
3. Investigation of effect of inclination angle on heat transfer characteristics of closed two-phase thermosyphon / P. Terdtoon, et. al. // Proc. 7th Int. Heat Pipe Conf. 1990. P. 67–71.
4. Ajit M.K., Ratnakar R. Kulkarni. Effect of pipe cross section geometries and inclination angle on heat transfer characteristics of wickless heat pipe // Int. J. of Engineering Research and Technology. 2010. Vol. 3. No. 3C. P. 509–520.
5. Anjankar P.G., Yarasu R.B. Experimental analysis of condenser length effect on the performance of thermosyphon // Int. J. of Emerging Technology and Advanced Engineering. 2012. Vol. 2. No. 3. P. 494–499.
6. Noie S.H., Kalaei M.H., Khoshnoodi M. Experimental investigation of boiling and condensation heat transfer of a two phase closed thermosyphon // Int. J. of Engineering. 2005. Vol. 18. No. 1. P. 37–43.
7. Mirshahi H., Rahimi M. Experimental study on the effect of heat loads, fill ratio and extra volume on performance of a partial-vacuumed thermosyphon // Iranian Journal of Chemical Engineering. 2009. Vol. 6. No. 4. P. 15–26.

8. *Hichem F., Joli J.L.* An experimental and theoretical investigation of the transient behavior of a two-phase closed thermosyphon // *Applied Thermal Engineering*. 2003. Vol. 23. No. 15. P. 1895–1912.
9. *Zarandi M.A., Leite N.G.C.* Theoretical modeling of a two-phased thermosyphon assuming the liquid reservoir // *Thermal Engineering*. 2007. Vol. 6. No. 1. P. 74–88.
10. *Nguyen-Chi H., Groll M.* Entrainment or flooding limit in a closed two-phase thermosyphon // *Proc. IV Int. Heat Pipe Conf.* Pergamon Press, 1981. P. 53–56.
11. *Harley C., Faghri A.* Complete transient two-dimensional analysis of two-phase closed thermosyphons including the falling condensate film // *J. Heat Transfer*. 1994. Vol. 116. Iss. 2. P. 418–426. DOI: 10.1115/1.2911414
12. *Tang Z.W., Han Y.F., Liu A.J., Song W.G.* Modeling analysis of bubble flow regime in a closed two-phase thermosyphon // *Heat and Mass Transfer*. 2011. Vol. 47. Iss. 12. P. 1685–1689. DOI: 10.1007/s00231-011-0789-5
13. *Patil Aniket D., Yarasu Ravindra B.* Factors affecting the thermal performance of two-phase closed thermosyphon: a review // *Int. J. of Emerging Technology and Advanced Engineering*. 2012. Vol. 2. No. 9. P. 202–206.
14. *Pan Y.* Condensation characteristics inside a vertical tube considering the presence of mass transfer, vapor velocity and interfacial shear // *Int. J. of Heat and Mass Transfer*. 2001. Vol. 44. Iss. 23. P. 4475–4482. DOI: 10.1016/S0017-9310(01)00087-4
15. *Ong K.S., Tong W.L.* Inclination and fill ratio effects on water filled two-phase closed thermosyphon // *Proc. 10th Int. Heat Pipe Symp.* Taipei, 2011. P. 167–171.
16. *Yong J.P., Hwan K.K., Chul J.K.* Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon to the fill charge ratio // *Int. J. of Heat and Mass Transfer*. 2002. Vol. 45. Iss. 23. P. 4655–4661. DOI: 10.1016/S0017-9310(02)00169-2
17. *Кравец В.Ю., Чернобай В.А., Готовцева А.К.* Теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2012. Т. 2. № 8 (56). С. 61–64.
18. *Emami M.R., Sarmasti, Noie S.H., Khoshnoodi M.* Effect of aspect ratio and filling ratio on thermal performance of an inclined two-phase closed thermosyphon // *Iranian Journal of Science & Technology. Transaction B — Engineering*. 2008. Vol. 32. No. B1. P. 39–51.
19. *Повх И.Л.* Аэродинамический эксперимент в машиностроении. Л.: Машиностроение, 1974. 480 с.
20. *Викторов Г.В.* О погрешности измерения зондами потоков от вихреисточника // *Энергомашиностроение*. 1966. № 11. С. 4–5.
21. *Теплообменный аппарат* / Е.С. Бородина, В.В. Зиновьев, И.Ю. Розанов, Б.С. Сажин, Г.А. Кесоян. Патент РФ 2473856. Заяв. 20.10.2011, опубл. 27.01.2013.
22. *Термосифонный теплообменный аппарат* / Е.С. Бородина, М.П. Тюрин, И.Ю. Розанов, Л.М. Кочетов, О.Г. Бельданова. Патент РФ 2532061. Заяв. 20.11.2013, опубл. 27.10.2014.

Александров Анатолий Александрович — д-р техн. наук, профессор, ректор МГТУ им. Н.Э. Баумана, заведующий кафедрой «Экология и промышленная безопасность» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Акатьев Владимир Андреевич — д-р техн. наук, профессор кафедры «Экология и промышленная безопасность» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Тюрин Михаил Павлович — д-р техн. наук, профессор кафедры «Промышленная экология и безопасность» Российского государственного университета им. А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство) (Российская Федерация, 119071, Москва, Малая Ка-лужская ул., д. 1).

Бородина Елена Сергеевна — старший преподаватель кафедры «Промышленная экология и безопасность» Российского государственного университета им. А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство) (Российская Федерация, 119071, Москва, Малая Ка-лужская ул., д. 1).

Кочетов Олег Савельевич — д-р техн. наук, профессор кафедры «Промышленная экология и безопасность» Российского государственного университета им. А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство) (Российская Федерация, 119071, Москва, Малая Ка-лужская ул., д. 1).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Результаты экспериментальных исследований процессов тепломассообмена в закрытом двухфазном термосифоне / А.А. Александров, В.А. Акатьев, М.П. Тюрин и др. // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки. 2018. № 4. С. 46–58.

DOI: 10.18698/1812-3368-2018-4-46-58

RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDIES OF HEAT-AND-MASS TRANSFER PROCESSES IN A TWO-PHASE CLOSED THERMOSYPHON

A.A. Aleksandrov¹

V.A. Akat'ev¹

M.P. Tyurin²

E.S. Borodina²

O.S. Kochetov²

rector@bmstu.ru

akatiev07@mail.ru

tjurinmp@yandex.ru

pacht.ppss@gmail.com

o_kochetov@mail.ru

¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

² Kosygin Russian State University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The paper presents the results of an experimental study of heat-and-mass transfer in a closed two-phase thermosyphon (СТРТ) designed to heat phosphates solutions for spray drying. The experimental studies were carried out on an operating installation in industrial conditions, which imposed certain limitations on the possible values of the influencing factors. During the experiment, the influence of a number of geometric and regime characteristics of the apparatus on its efficiency was investigated, and also the adequacy of the proposed earlier mathematical model of the apparatus [1] was checked. The comparison between

Keywords

Experimental studies, closed two-phase thermosyphon, heat-and-mass transfer, adequacy of a mathematical model, geometric characteristics, regime characteristics

the results of experimental studies and the calculation data based on the previously proposed mathematical model of heat-and-mass transfer processes in CTPT showed their good agreement. Findings of the research have enabled us to refine the values of the constant coefficients of the criterion dependence for determining the average value of the heat transfer coefficients from the flue gases to the evaporator of the thermosyphon, which are necessary for the engineering calculation of the apparatus. As a result of the experimental studies, we obtained the dependences of the CTPT performance on a number of influencing factors, such as the inclination angle of the thermosyphon; its fill ratio; the ratio of the diameter of the thermosyphon pipe to its length, as well as the intensity of heat supply. Results suggest that the value of 30° with respect to the vertical axis is the most effective value of the inclination angle of the pipe of the thermosyphon. Findings of the experimental studies show high efficiency of the apparatus

Received 23.01.2018
© BMSTU, 2018

REFERENCES

- [1] Aleksandrov A.A., Akat'yev V.A., Tyurin M.P., Borodina E.S. Solution to external and internal heat and mass transfer problems for closed two-phase thermosyphon. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Estestv. Nauki* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Nat. Sci.], 2017, no. 4, pp. 109–121 (in Russ.). DOI: 10.18698/1812-3368-2017-4-109-121
- [2] Tyurin M.S., Borodina E.S., Kochetov L.M., Beldanova O.G. Theoretical modelling of heat-and-mass transfer processes in two-phase closed thermosyphon. *Dizayn i tekhnologii*, 2014, no. 41, pp. 55–59 (in Russ.).
- [3] Terdtoon P., et. al. Investigation of effect of inclination angle on heat transfer characteristics of closed two-phase thermosyphon. *Proc. 7th Int. Heat Pipe Conf.*, 1990. Pp. 67–71.
- [4] Ajit M.K., Ratnakar R. Kulkarni. Effect of pipe cross section geometries and inclination angle on heat transfer characteristics of wickless heat pipe. *Int. J. of Engineering Research and Technology*, 2010, vol. 3, no. 3C, pp. 509–520.
- [5] Anjankar P.G., Yarasu R.B. Experimental analysis of condenser length effect on the performance of thermosyphon. *Int. J. of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 2012, vol. 2, no. 3, pp. 494–499.
- [6] Noie S.H., Kalaei M.H., Khoshnoodi M. Experimental investigation of boiling and condensation heat transfer of a two phase closed thermosyphon. *Int. J. of Engineering*, 2005, vol. 18, no. 1, pp. 37–43.
- [7] Mirshahi H., Rahimi M. Experimental study on the effect of heat loads, fill ratio and extra volume on performance of a partial-vacuumed thermosyphon. *Iranian Journal of Chemical Engineering*, 2009, vol. 6, no. 4, pp. 15–26.
- [8] Hichem F., Joli J.L. An experimental and theoretical investigation of the transient behavior of a two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*, 2003, vol. 23, no. 15, pp. 1895–1912.
- [9] Zarandi M.A., Leite N.G.C. Theoretical modeling of a two-phased thermosyphon assuming the liquid reservoir. *Thermal Engineering*, 2007, vol. 6, no. 1, pp. 74–88.

- [10] Nguyen-Chi H., Groll M. Entrainment or flooding limit in a closed two-phase thermosyphon. *Proc. IV Int. Heat Pipe Conf.* Pergamon Press, 1981. Pp. 53–56.
- [11] Harley C., Faghri A. Complete transient two-dimensional analysis of two-phase closed thermosyphons including the falling condensate film. *J. Heat Transfer*, 1994, vol. 116, iss. 2, pp. 418–426. DOI: 10.1115/1.2911414
- [12] Tang Z.W., Han Y.F., Liu A.J., Song W.G. Modeling analysis of bubble flow regime in a closed two-phase thermosyphon. *Heat and Mass Transfer*, 2011, vol. 47, iss. 12, pp. 1685–1689. DOI: 10.1007/s00231-011-0789-5
- [13] Patil Aniket D., Yarasu Ravindra B. Factors affecting the thermal performance of two-phase closed thermosyphon: a review. *Int. J. of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 2012, vol. 2, no. 9, pp. 202–206.
- [14] Pan Y. Condensation characteristics inside a vertical tube considering the presence of mass transfer, vapor velocity and interfacial shear. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 2001, vol. 44, iss. 23, pp. 4475–4482. DOI: 10.1016/S0017-9310(01)00087-4
- [15] Ong K.S., Tong W.L. Inclination and fill ratio effects on water filled two-phase closed thermosyphon. *Proc. 10th Int. Heat Pipe Symp.* Taipei, 2011. Pp. 167–171.
- [16] Yong J.P., Hwan K.K., Chul J.K. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon to the fill charge ratio. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 2002, vol. 45, iss. 23, pp. 4655–4661. DOI: 10.1016/S0017-9310(02)00169-2
- [17] Kravets V.Yu., Chernobay V.A., Gotovtseva A.K. Heat transfer characteristics of two-phase thermosyphons. *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy* [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies], 2012, vol. 2, no. 8 (56), pp. 61–64 (in Russ.).
- [18] Emami M.R. Sarmasti, Noie S.H., Khoshnoodi M. Effect of aspect ratio and filling ratio on thermal performance of an inclined two-phase closed thermosyphon. *Iranian Journal of Science & Technology. Transaction B — Engineering*, 2008, vol. 32, no. B1, pp. 39–51.
- [19] Povkh I.L. Aerodinamicheskiy eksperiment v mashinostroenii [Aerodynamic experiment in mechanical engineering]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1974. 480 p.
- [20] Viktorov G.V. On the error in measuring vortex source fluxes by the probes. *Energomashinostroenie*, 1966, no. 11, pp. 4–5 (in Russ.).
- [21] Borodina E.S., Zinov'yev V.V., Rozanov I.Yu., Sazhin B.S., Kesoyan G.A. Teploobmenniy apparat [Heat exchanger]. Patent RF 2473856. Appl. 20.10.2011, publ. 27.01.2013 (in Russ.).
- [22] Borodina E.S., Tyurin M.P., Rozanov I.Yu., Kochetov L.M., Beldanova O.G. Termosifonniy teploobmenniy apparat [Thermosyphon heat exchanger]. Patent RF 2532061. Appl. 20.11.2013, publ. 27.10.2014 (in Russ.).

Aleksandrov A.A. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Rector of Bauman Moscow State Technical University, Head of Department of Ecology and Industrial Safety, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Akat'ev V.A. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Ecology and Industrial Safety, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Tyurin M.P. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Ecology and Industrial Safety, Kosygin Russian State University (Malaya Kaluzhskaya ul. 1, Moscow, 119071 Russian Federation).

Borodina E.S. — Assist. Professor, Department of Ecology and Industrial Safety, Kosygin Russian State University (Malaya Kaluzhskaya ul. 1, Moscow, 119071 Russian Federation).

Kochetov O.S. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Ecology and Industrial Safety, Kosygin Russian State University (Malaya Kaluzhskaya ul. 1, Moscow, 119071 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Aleksandrov A.A., Akat'ev V.A., Tyurin M.P., Borodina E.S., Kochetov O.S. Results of Experimental Studies of Heat-and-Mass Transfer Processes in a Two-Phase Closed Thermosyphon. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Estestv. Nauki* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Nat. Sci.], 2018, no. 4, pp. 46–58 (in Russ.).

DOI: 10.18698/1812-3368-2018-4-46-58



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет учебное пособие автора

Н.И. Сидняева

**«Статистический анализ и теория
планирования эксперимента»**

Изложены краткие теоретические сведения по курсу «Теория планирования эксперимента». Представлено введение в статистический анализ и теорию планирования эксперимента. Основные понятия проиллюстрированы примерами практического содержания, рассмотренными с позиций регрессионного анализа. Издание носит справочный характер и поможет студентам старших курсов овладеть методами теории планирования эксперимента, которые широко используются при решении прикладных задач. Для студентов четвертого–шестого курсов инженерных специальностей технических университетов.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

+7 (499) 263-60-45

press@bmstu.ru

www.baumanpress.ru