

РЕШЕНИЕ ВНЕШНЕЙ И ВНУТРЕННЕЙ ЗАДАЧ ТЕПЛОМАССОБМЕНА ДЛЯ ЗАКРЫТОГО ДВУХФАЗНОГО ТЕРМОСИФОНА

А.А. Александров¹

В.А. Акатьев¹

М.П. Тюрин²

Е.С. Бородина²

rector@bmstu.ru

akatiev07@mail.ru

tjurinmp@yandex.ru

pacht.ppss@gmail.com

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

² Российский государственный университет им. А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство), Москва, Российская Федерация

Аннотация

Приведены результаты аналитического исследования процессов тепломассообмена с использованием закрытого двухфазного термосифона. Дано математическое описание процесса тепломассообмена в закрытом двухфазном термосифоне в виде системы дифференциальных уравнений сохранения массы, импульса и энергии, дополненные условиями однозначности в виде уравнений тепловых и материальных балансов, а также краевых условий. Внутренние и внешние задачи решены численным методом конечных элементов. Представлены отдельные результаты расчетов, в частности, распределение скоростей и температуры в газовом тракте топки (зона испарителя термосифона), существенно влияющие на коэффициент теплоотдачи от потока газов к внешней стенке термосифона; изменения по длине термосифона средних значений коэффициентов теплоотдачи; распределение температуры по длине термосифона на его внутренней и внешней поверхности и теплопроизводительности аппарата. Результаты расчетов показывают высокую эффективность аппарата

Ключевые слова

Численное моделирование, закрытый двухфазный термосифон, химическая технология, энергосберегающие технологии, внутренняя и внешняя задачи тепломассообмена

Поступила в редакцию 17.05.2017
© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

Введение. Закрытый двухфазный термосифон (ЗДТ) представляет собой гравитационную бесфитильную тепловую трубу, частично заполненную рабочей жидкостью (промежуточным теплоносителем) (рис. 1).

Имеющиеся результаты аналитических исследований характеристик ЗДТ получены в основном без учета условий внешнего теплообмена в зонах испарителя и конденсатора термосифона [1–13]. В настоящей работе предпринята попытка решить эту задачу. При этом рассматривалась осесимметричная краевая задача естественной конвекции в замкнутом цилиндрическом двухфазном термосифоне с теплопроводными стенками.

Следует отметить, что указанная задача решалась применительно к конкретному производству — технологической линии подготовки растворов фосфатов для распылительной сушки на АО «Реатэкс» [14, 15].

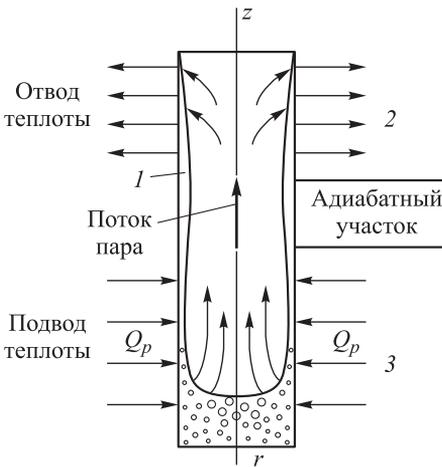


Рис. 1. Расчетная схема термосифона

сти в теплообмене не участвуют, т. е. являются адиабатными.

Описание процессов переноса. Основой описания процессов переноса в замкнутом термосифоне служат уравнения сохранения массы, импульса и энергии. Дополненные уравнениями материального и теплового балансов, а также краевыми условиями, они позволяют получить численные решения для различных характеристик и параметров термосифона. При этом предполагалось, что пар в термосифоне находится в состоянии насыщения. Процессы течения в паровой области и в пленке жидкости рассматривались в ламинарном приближении.

При проведении численных расчетов учитывался теплообмен с окружающей средой (топочными газами в зоне испарителя и нагреваемым раствором в зоне конденсатора), что позволило приблизить результаты расчета к реальным условиям работы термосифона, а также оценить эффективность и теплопроизводительность термосифона. Принципиальная схема исследуемого термосифона приведена на рис. 2.

Уравнения сохранения для внутренней задачи тепломассообмена в ЗДТ в общем виде приведены ниже.

Уравнение сохранения массы:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \text{div}(\rho \mathbf{V}) = 0,$$

где ρ — плотность; τ — время; \mathbf{V} — вектор скорости.

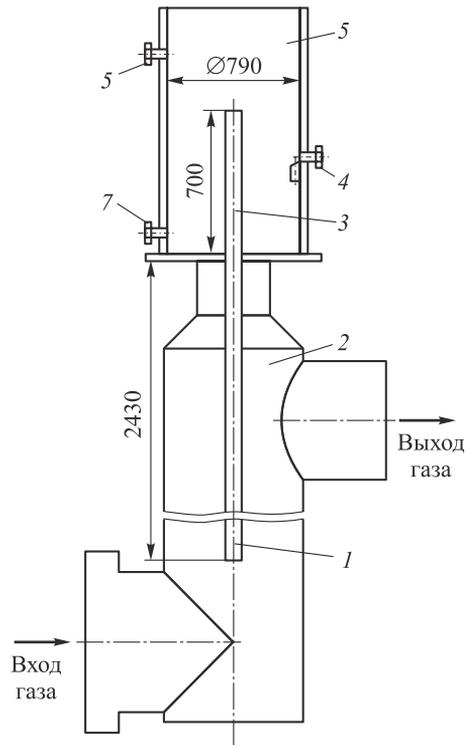
Уравнение сохранения импульса (уравнение Навье — Стокса):

$$\rho \frac{D\mathbf{V}}{D\tau} = -\nabla p + \mu \left(\frac{1}{3} \text{div} \mathbf{V} + \nabla^2 \mathbf{V} \right) + \rho \mathbf{g}.$$

Здесь p — давление; μ — динамическая вязкость; \mathbf{g} — вектор ускорения.

Рис. 2. Схема исследуемого термосифона:

1 — испаритель; 2 — смесительная камера топки; 3 — конденсатор; 4 — патрубок для подвода раствора; 5 — бак нагреваемых растворов; 6 — патрубок для отвода раствора; 7 — патрубок для опорожнения емкости



Уравнение сохранения энергии:

$$\rho c_p \frac{DT}{D\tau} - \lambda \nabla^2 T - \frac{Dp}{D\tau} - \varepsilon = 0,$$

где c_p — теплоемкость; T — температура; λ — коэффициент теплопроводности; ε — диссипативная функция.

Уравнения сохранения были представлены в цилиндрической системе координат для паровой фазы, жидкой фазы и стенки термосифона с учетом их специфики.

Запишем уравнения для паровой фазы. Уравнение сохранения массы:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial r}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0.$$

Уравнения сохранения импульса

– для осевого направления

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial w}{\partial \tau} + v \frac{\partial w}{\partial r} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \\ & = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{3} \left\{ \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv) \right] + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right\} + \frac{\mu}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial w}{\partial r} \right) + r \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] - \rho g; \end{aligned}$$

– для радиального направления

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v}{\partial \tau} + v \frac{\partial v}{\partial r} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = & -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\mu}{3} \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv) + \frac{\partial^2 w}{\partial r \partial z} \right] \right\} + \\ & + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v}{\partial r} \right) - \frac{v}{r^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right]. \end{aligned}$$

Учитывая, что диссипативная функция определяется по выражению

$$\varepsilon = 2\mu \left[\left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} \right)^2 - \mu \frac{2}{3} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv) + \frac{\partial w}{\partial z} \right]^2,$$

уравнение энергии можно представить в виде

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + v \frac{\partial T}{\partial r} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + r \left(\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \right] + \left[\frac{\partial p}{\partial \tau} + v \frac{\partial p}{\partial r} + w \frac{\partial p}{\partial z} \right] + \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} \right)^2 + 2\mu \left[\left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] - \mu \frac{2}{3} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial (rv)}{\partial r} + \frac{\partial w}{\partial z} \right]^2,$$

где v — радиальная скорость; r — радиус; w — осевая скорость; z — осевая координата.

Уравнение состояния: $p = \rho RT$.

Для стенки трубы термосифона уравнение сохранения энергии можно записать в виде

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right].$$

Уравнения сохранения для жидкой фазы представлены в предположении, что течение жидкости ламинарное, жидкость несжимаема. Уравнения сохранения в цилиндрической системе координат могут быть записаны следующим образом.

Уравнение сохранение массы:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv) + \frac{\partial w}{\partial z} = 0.$$

Уравнения сохранения импульса:

– для осевого направления

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial \tau} + v \frac{\partial w}{\partial r} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial w}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] - \rho g;$$

– для радиального направления

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial \tau} + v \frac{\partial v}{\partial r} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v}{\partial r} \right) - \frac{v}{r^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right].$$

Уравнение сохранения энергии:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + v \frac{\partial T}{\partial r} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right).$$

Полученная система уравнений дополнялась уравнениями тепловых и материальных балансов, а также краевыми условиями [16, 17]. Как уже было отмечено, аппарат был разбит на три участка (испаритель, конденсатор и переходный участок), переходный и торцевые участки рассматривались как адиабатные (см. рис. 1). В качестве рабочего тела в термосифоне рассматривалась дистиллированная вода.

Средняя осевая скорость пара в испарителе определялась из условия, что вся подводимая теплота в бассейне жидкости расходуется на испарение воды, а температура пара рассчитывается по уравнению состояния на линии насыщения, исходя из соответствующего давления:

$$w_{\text{п}} = \frac{Q_p}{\rho'' S_{\text{п}} L};$$

$$T = T_s(p),$$

где Q_p — подводимая теплота от дымовых газов; ρ'' — плотность пара; $S_{\text{п}}$ — площадь поперечного сечения парового канала; L — скрытая теплота испарения; $T_s(p)$ — температура насыщения.

Радиальная скорость пара на поверхности раздела пленки жидкость–пара определяется из уравнения теплового баланса

$$v = \frac{-\lambda_{\text{ж}} \frac{\partial T_{\text{ж}}}{\partial r} + \lambda_{\text{п}} \frac{\partial T_{\text{п}}}{\partial r}}{\rho'' L};$$

$$T = T_s(p),$$

где $\lambda_{\text{ж}}$, $\lambda_{\text{п}}$ — коэффициенты теплопроводности жидкости и пара; $T_{\text{ж}}$, $T_{\text{п}}$ — температура жидкости и пара.

Для внутренней радиальной поверхности (стенки) термосифона имеем

$$w = 0, v = 0;$$

$$T = \frac{q_e}{\alpha_{\text{ж}}} + T_s(p).$$

Здесь q_e — плотность теплового потока; $\alpha_{\text{ж}}$ — коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости.

Для нижнего торца термосифона имеем

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0,$$

для испарителя —

$$\frac{\partial T}{\partial r} = \frac{q_e}{\lambda_{\text{ст}}},$$

где $\lambda_{\text{ст}}$ — коэффициент теплопроводности стенки трубы термосифона.

Для адиабатного участка

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0.$$

Для наружной поверхности термосифона

$$\frac{\partial T}{\partial r} = -\frac{\alpha_{к-\infty}}{\lambda_{ст}}(T_0 - T_\infty),$$

где $\alpha_{к-\infty}$ — коэффициент теплоотдачи от стенки конденсатора к нагреваемой жидкости; T_0 , T_∞ — температура на наружной стенке трубы конденсатора и температура нагреваемой жидкости.

Для верхнего торца термосифона (конденсатора) запишем

$$w = 0, \quad v = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0,$$

а для оси термосифона из условия симметрии —

$$\frac{\partial w}{\partial r} = 0, \quad v_n = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0.$$

Для нагреваемой емкости раствора и участка камеры смешения топки (внешняя задача) также использовались системы уравнений сохранения массы, импульса и энергии с учетом специфики и соответствующих краевых условий. При этом использовалась $k - \epsilon$ -модель турбулентности.

Результаты. Значения коэффициентов теплоотдачи к наружной поверхности испарителя и от наружной поверхности конденсатора термосифона определялись как средние по всей длине анализируемого участка, так и локальные с учетом полей скоростей и температуры газов в топке и жидкости в емкости нагреваемого раствора.

Внутренняя и внешняя задачи решались численным методом конечных элементов. Длина испарителя термосифона составляла 2,4 м, длина конденсатора — 0,7 м, диаметр термосифона — 0,089 м, диаметр камеры смешения топки — 0,8 м.

Для проведения компьютерных расчетов зависимости физических параметров нагреваемого теплоносителя были аппроксимированы полиномами различных степеней с использованием метода наименьших квадратов, степени полиномов подбирались из условия минимизации среднеквадратичного отклонения расчетных значений от табличных. Отдельные результаты расчетов представлены на рис. 3–6.

Поля скоростей и распределение температуры в камере смешения топки приведены на рис. 3.

В области испарителя имеется значительная неравномерность скоростей в потоке газа, что должно отражаться на колебаниях значений коэффициентов теплоотдачи от газа к стенке испарителя термосифона. При этом наблюдается относительное постоянство температуры в камере смешения. Непосредственно в пристеночной к испарителю области присутствуют резкие изменения температуры топочных газов и ее значительные колебания, связанные с неравномерным распределением тепловых потоков от газа к термосифону.

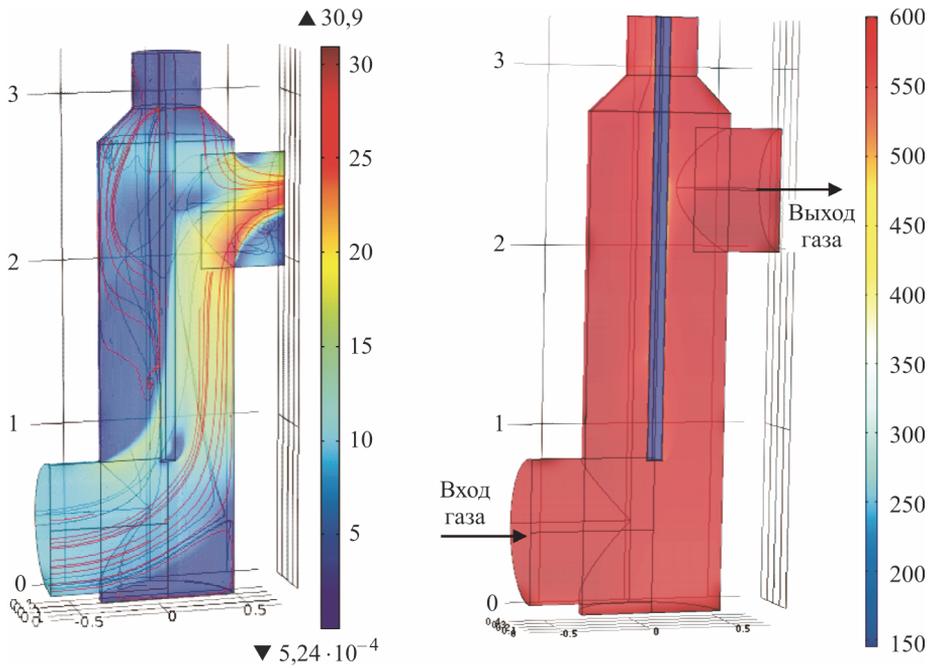


Рис. 3. Поля скоростей, м/с, (а) и распределение температуры, °С, (б) в камере смешения топки

Температура внутри термосифона соответствует температуре насыщения водяного пара при соответствующем давлении и относительно постоянна по длине термосифона. С этим связано постоянство температуры на внутренней стенке термосифона в области испарителя, что можно видеть на рис. 3, б, на котором представлено распределение температуры на внутренней и внешней поверхностях термосифона по его длине. В области конденсатора, несмотря на постоянство температуры в паровой области термосифона, происходит увеличение температуры внутренней стенки, связанное с возрастанием температуры нагреваемых растворов (рис. 4).

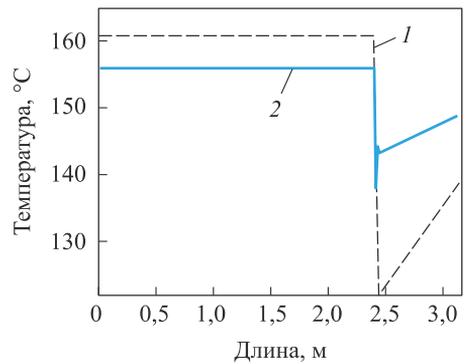


Рис. 4. Зависимость температуры на внутренней (1) и внешней (2) стенках от длины термосифона

Среднее значение коэффициента теплоотдачи от внутренней стенки испарителя к рабочей жидкости термосифона (промежуточному теплоносителю) составляло $2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, в то время как коэффициент теплоотдачи от греющих топочных газов к наружной стенке термосифона не превышал значения $50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, т. е. ограничения теплопередачи полностью определяются условиями внешней задачи. Как уже было отмечено, существенные колебания значений коэффициентов теплоотдачи связаны со значитель-

ными колебаниями скоростей греющих топочных газов, т. е. определяются условиями обтекания теплоносителем испарителя.

Зависимости теплоотдачи коэффициентов теплоотдачи от конденсатора к нагреваемому раствору и от пара промежуточного теплоносителя к стенке конденсатора от его длины приведены на рис. 5. Возрастание значения коэффициента теплоотдачи от пара к внутренней стенке конденсатора по его длине связано с уменьшением толщины пленки конденсата. В то же время уменьшение значения коэффициента теплоотдачи от наружной стенки конденсатора к нагреваемому раствору связано с возрастанием его температуры.

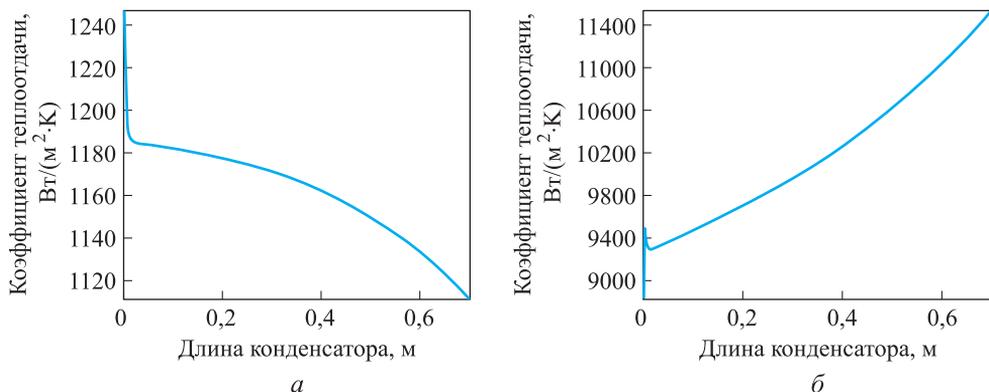


Рис. 5. Зависимости коэффициентов теплоотдачи от наружной стенки конденсатора к нагреваемому раствору (а) и от пара к стенке конденсатора (б) от его длины

Следует отметить существенно меньшее различие значений коэффициентов теплоотдачи для внутренней и внешней задач. Так, среднее значение коэффициента теплоотдачи для внутренней задачи составляет 9700 Вт/(м² · К), в то время как для внешней задачи — 1430 Вт/(м² · К). В этом случае пренебрегать термическим сопротивлением от пара к стенке испарителя уже недопустимо.

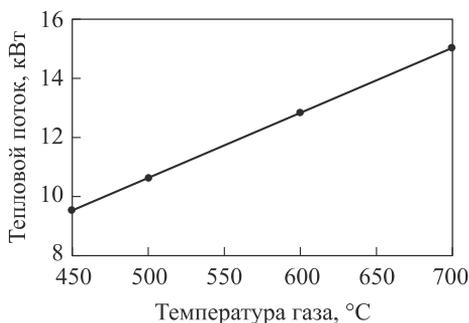


Рис. 6. Зависимость теплового потока от испарителя к конденсатору от температуры топочных газов

Зависимость теплового потока от испарителя к конденсатору от температуры топочных газов, согласно которой теплоперенос от греющих топочных газов к нагреваемым растворам для диаметра трубы термосифона 89 мм при температуре 600 °С достигает значения 12,7 кВт, свидетельствует о его очень высокой эффективности (рис. 6).

Выводы. Получено численное решение для осесимметричной краевой задачи естественной конвекции в замкнутом цилиндрическом двухфазном термосифоне с теплопроводными стенками, учитывающей условия теплообмена

с окружающей средой, что приближает результаты расчетов к реальным условиям.

Полученные результаты расчетов свидетельствуют о высокой эффективности ЗДТ при решении вопроса нагрева рабочих растворов теплотой топочных газов для условий промышленного производства.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Kuznetsov G.V., Al-Ani M.A., Sheremet M.A.* Numerical analysis of convective heat transfer in a closed two-phase thermosyphon // *Journal of Engineering Thermophysics*. 2011. Vol. 20. No. 2. P. 201–210. DOI: 10.1134/S1810232811020081
URL: <https://link.springer.com/article/10.1134/S1810232811020081>
2. *Rashidian B., Amidpour M., Jafari Nasr M.R.* Modeling the transient response of the thermosyphon heat pipes // *Proc. of the World Congress on Engineering*. 2008. Vol. II. P. 1530–1535. URL: http://www.iaeng.org/publication/WCE2008/WCE2008_pp1530-1535.pdf
3. *Кузнецов Г.В., Аль-Ани М.А., Шеремет М.А.* Численный анализ влияния температурного перепада на режимы переноса энергии в замкнутом двухфазном цилиндрическом термосифоне // *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов*. 2010. № 4. Т. 317. С. 13–19.
4. *Zanardi 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.
5. *Кузнецов Г.В., Аль-Ани М.А., Шеремет М.А.* Математическое моделирование нестационарных режимов теплопереноса в замкнутом двухфазном цилиндрическом термосифоне в условиях конвективного теплообмена с внешней средой // *Вестник Томского государственного университета. Математика и механика*. 2011. № 1 (13). С. 93–104.
6. *Harley C., Faghri A.* Complete transient two-dimensional analysis of two-phase closed thermosyphon including the falling condensate film // *J. Heat Transfer*. 1994. Vol. 116. P. 418–426. DOI: 10.1115/1.2911414
URL: <http://heattransfer.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1441684>
7. *Tang Z.W., Han Y.F., Liu A.J., Song W.G.* Modeling analysis of bubble flow regime in a closed two-phase thermosyphon // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2011. Vol. 47. No. 12. P. 1685–1689. DOI: 10.1007/s00231-011-0789-5
URL: <https://link.springer.com/article/10.1007/s00231-011-0789-5>
8. *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.
URL: http://www.ijetae.com/files/Volume2Issue9/IJETAE_0912_33.pdf
9. *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. No. 23. P. 4475–4482. DOI: 10.1016/S0017-9310(01)00087-4
URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931001000874>
10. *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.

11. *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. No. 23. P. 4655–4661. DOI: 10.1016/S0017-9310(02)00169-2
URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931002001692>
12. *Кравец В.Ю., Чернобай В.А., Готовцева А.К.* Теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2012. Т. 2. № 8 (56). С. 61–63.
13. *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.
14. *Теплообменный аппарат* / Е.С. Бородина, В.В. Зиновьев, И.Ю. Розанов, Б.С. Сажин, Г.А. Кесоян. Патент РФ № 2473856. Заявл. 20.10.2011, опубл. 27.01.2013.
15. *Термосифонный теплообменный аппарат* / Е.С. Бородина, М.П. Тюрин, И.Ю. Розанов, Л.М. Кочетов, О.Г. Бельданова. Патент РФ №2532061. Заявл. 20.11.2013, опубл. 27.10.2014.
16. *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.
17. *Тюрин М.П., Бородина Е.С., Кочетов Л.М.* Математическое моделирование процессов переноса в закрытом термосифоне с учетом бассейна неиспаряющейся жидкости // *Инновации, качество и сервис в технике и технологиях. Сб. науч. трудов 4-й Международной научно-практической конференции*. Т. 2. 2014. С. 195–198.

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

Акатьев Владимир Андреевич — д-р техн. наук, профессор, 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, профессор кафедры промышленной экологии и безопасности Российского государственного университета им. А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство) (Российская Федерация, 119071, Москва, Малая Калужская ул., д. 1).

Бородина Елена Сергеевна — старший преподаватель кафедры промышленной экологии и безопасности Российского государственного университета им. А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство) (Российская Федерация, 119071, Москва, Малая Калужская ул., д. 1).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

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

SOLUTION TO EXTERNAL AND INTERNAL HEAT AND MASS TRANSFER PROBLEMS FOR CLOSED TWO-PHASE THERMOSYPHON

A.A. Aleksandrov¹

V.A. Akat'ev¹

M.P. Tyurin²

E.S. Borodina²

rector@bmstu.ru

akatiev07@mail.ru

tjurinmp@yandex.ru

pacht.ppss@gmail.com

¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

² A.N. Kosygin Russian State University (Technologies, Design, Art),
Moscow, Russian Federation

Abstract

The paper presents the results of the analytical study of heat and mass transfer processes with the use of a two-phase closed thermosyphon (TPCT). The article gives a mathematical description of heat and mass transfer process in a TPCT, the description being done in the form of a system of differential equations of mass, momentum and energy conservation, complemented by single-valuedness conditions in the form of equations of heat and material balance, as well as boundary conditions. We determined the values of heat-transfer coefficients to the outer surface of the evaporator and from the outer surface of the condenser by solving the external problem considering the conditions of the flow around the thermosyphon by the flue gas stream. Wherein, for the heated tank solution and the section of the furnace mixing chamber, the systems of the conservation equations of mass, momentum, and energy were also used considering their specificity and corresponding boundary conditions. Thus, we identified the heat and mass transfer conditions in the thermosyphon under conditions as close as possible to the real ones. We applied a numerical finite element method to solve internal and external problems and obtained a numerical solution for the axisymmetric problem of natural convection in a cylindrical TPCT with heat-conducting walls. We took into consideration the conditions of heat transfer with the surrounding medium, which approximates the results of calculations to real conditions. The article presents some results of calculations, in particular: distribution of velocities and temperatures in the furnace mixing chamber (the evaporator zone); change of the mean values of heat transfer coefficients along the length of the thermosyphon; temperature distribution along the length of the thermosyphon on its internal and external surface. The results of the calculations indicate a high efficiency of the TPCT in solving the problem of heating the working solutions with the heat of flue gases for industrial production conditions

Keywords

Numerical simulation, two-phase closed thermosyphon, chemical technology, energy-saving technologies, internal and external heat and mass transfer problems

REFERENCES

- [1] Kuznetsov G.V., Al-Ani M.A., Sheremet M.A. Numerical analysis of convective heat transfer in a closed two-phase thermosyphon. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2011, vol. 20, no. 2, pp. 201–210. DOI: 10.1134/S1810232811020081
Available at: <https://link.springer.com/article/10.1134/S1810232811020081>
- [2] Rashidian B., Amidpour M., Jafari Nasr M.R. Modeling the transient response of the thermosyphon heat pipes. *Proc. of the World Congress on Engineering*, 2008, vol. II, pp. 1530–1535. Available at: http://www.iaeng.org/publication/WCE2008/WCE2008_pp1530-1535.pdf
- [3] Kuznetsov G.V., Al-Ani M.A., Sheremet M.A. Numerical analysis of the temperature difference impact on energy transfer regimes in the closed two-phase cylindrical thermosyphon. *Izvestiya TPU* [Bulletin of the Tomsk Polytechnic University], 2010, no. 4, vol. 317, pp. 13–19 (in Russ.).
- [4] Zanardi 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.
- [5] Kuznetsov G.V., Al-Ani M.A., Sheremet M.A. Mathematical simulation of heat transfer transient modes in two-phase closed cylindrical thermosyphon in conditions of convective heat exchange with the environment. *Vestnik Tomskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Matematika i mekhanika* [Tomsk State University Journal of Mathematics and Mechanics], 2011, no. 1 (13), pp. 93–104 (in Russ.).
- [6] 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, pp. 418–426. DOI: 10.1115/1.2911414
Available at: <http://heattransfer.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1441684>
- [7] Tang Z.W., Han Y.F., Liu A.J., Song W.G. Modeling analysis of bubble flow regime in a closed two-phase thermosyphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2011, vol. 47, no. 12, pp. 1685–1689. DOI: 10.1007/s00231-011-0789-5
Available at: <https://link.springer.com/article/10.1007/s00231-011-0789-5>
- [8] 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, iss. 9, pp. 202–206.
Available at: http://www.ijetae.com/files/Volume2Issue9/IJETAE_0912_33.pdf
- [9] 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, no. 23, pp. 4475–4482. DOI: 10.1016/S0017-9310(01)00087-4
Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931001000874>
- [10] 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.
- [11] 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, no. 23, pp. 4655–4661. DOI: 10.1016/S0017-9310(02)00169-2
Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931002001692>
- [12] Kravets V.Yu., Chernobay V.A., Gotovtseva A.K. Heat transfer characteristics of two-phase thermosyphon. *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologii* [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies], 2012, vol. 2, no. 8 (56), pp. 61–63. (in Ukr.).

- [13] 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.
- [14] Borodina E.S., Zinov'yev V.V., Rozanov I.Yu., Sazhin B.S., Kesoyan G.A. Teploobmennyy apparat [Heat exchanger]. Patent RF 2473856. Appl. 20.10.2011, publ. 27.01.2013 (in Russ.).
- [15] Borodina E.S., Tyurin M.P., Rozanov I.Yu., Kochetov L.M., Bel'danova O.G. Termosifonnyy teploobmennyy apparat [Thermosyphon heat exchanger]. Patent RF № 2532061. Appl. 20.11.13, publ. 27.10.2014 (in Russ.).
- [16] Tyurin M.P., Borodina E.S., Kochetov L.M., Bel'danova O.G. The theoretical modelling of heat-and-mass transfer processes in the two-phase closed thermosyphon. *Dizayn i tekhnologii*, 2014, no. 41, pp. 55–59 (in Russ.).
- [17] Tyurin M.P., Borodina E.S., Kochetov L.M. Mathematical modelling of transport processes in closed thermosyphon taking into account a pool of non-evaporating liquid. Innovatsii, kachestvo i servis v tekhnike i tekhnologiyakh. *Sb. nauch. trudov 4-y Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii. T. 2* [Innovations, quality and service in technique and technologies. Proc. 4th Int. Sci. and Practical Conf. Vol. 2], 2014, pp. 195–198 (in Russ.).

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

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

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

Borodina E.S. — Senior Lecturer of Industrial Ecology and Safety Department, A.N. Kosygin Russian State University (Technologies, Design, Art) (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. 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. DOI: 10.18698/1812-3368-2017-4-109-121