

УДК 658.26

К.Н. Ткачук, д-р техн. наук, профессор; В.В. Калинин

**Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»
МЕХАНИЗМЫ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМЫ МОНИТОРИНГА ОПАСНЫХ И ВРЕДНЫХ
ФАКТОРОВ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ОБЪЕКТОВ**

В статье рассмотрены механизмы построения системы мониторинга опасных и вредных факторов производственных объектов. Предложено применение комплексного подхода к оценке функционирования систем управления в области охраны труда. Показано, что формирование показателей влияния на уровень эффективности охраны труда требует механизма оценки, который можно осуществить с помощью графической модели эмпирического анализа, а именно диаграммы Исикавы. Приведены основные функции системы мониторинга опасных и вредных факторов.

Ключевые слова: охрана труда, опасные и вредные факторы, производственный объект, мониторинг, управление рисками.

Надійшла 06.05.2014

Received 06.05.2014

УДК 536.24

С.М. Хайрнатов, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.;

Б.М. Рассмакин, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.; Е.В. Быков

Национальный технический университет Украины "Киевский политехнический институт"

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ СРЕДНЕТЕМПЕРАТУРНОГО
ТЕРМОСИФОНА ДЛЯ СИСТЕМ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ С
ТЕМПЕРАТУРОЙ БОЛЕЕ 400 °С**

Была разработана конструкция среднетемпературного термосифона с теплоносителем даутерм, предназначенного для использования в системах утилизации теплоты уходящих газов с температурой более 400 °С. В ходе экспериментальных работ определены коэффициенты теплоотдачи в зоне испарения и конденсации, которые составляли соответственно 1100 Вт/(м²·К) и 1400 Вт/(м²·К); термическое сопротивление термосифона не превышало 0,026 °С/Вт при рабочих температурах от 150 °С до 370 °С, при этом максимальный передаваемый тепловой поток составлял 2800 Вт при температуре 390 °С. Также экспериментальные исследования показали, что теплоноситель даутерм целесообразно применять при температуре пара в термосифоне не более 350 °С. При более высоких значениях существует риск образования неконденсирующего газа.

Ключевые слова: тепловая труба, среднетемпературный теплоноситель, коэффициент теплоотдачи, кипение, конденсация, утилизация теплоты.

Введение

Энергетическая стратегия Украины, опираясь на тот факт, что Украина является энергодефицитной страной и импортирует около 50% необходимых для неё энергоресурсов, направлена в первую очередь на проведение политики энергосбережения. Поскольку под понятием энергосбережения подразумевается деятельность, направленная на рациональное использование и экономное расходование первичной и преобразованной энергии и природных энергетических ресурсов в национальном хозяйстве, реализуемую с помощью в том числе технических методов, то задача научного обеспечения такой деятельности является чрезвычайно актуальной. Одним из составляющих технического подхода к решению проблемы энергосбережения является обеспечение процессов возврата и полезного использования части теплоты выбросных потоков, которое в потенциале энергосбережения Украины составляет порядка 15..20%. При этом следует учитывать, что весьма распространенными являются высокотемпературные (с температурой превышающей 600 °С) и среднетемпературные (с температурой от 150 до 600 °С) источники вторичной теплоты, такие как: металлургические предприятия, стекольные печи, установки производства водорода, котельные, газотурбинные установки, тепловые генераторы, двигатели, промышленные печи и прочие.

Одним из перспективных способов отбора теплоты для утилизации является применение теплообменных аппаратов с использованием в качестве теплопроводящих элементов тепловых труб и

термосифонов, которые способны обеспечить эффективный теплоотвод, а так же компактность и модульность подобных установок [1].

Однако, первичный анализ отрасли [2,3] показывает, что тепловые трубы с рабочей жидкостью среднетемпературного интервала недостаточно изучены, о чем свидетельствует ограниченное количество работ по этому вопросу [4, 5, 6]. Данная проблема так же вызвана большим количеством всевозможных комбинаций конструктивных материалов, капиллярно-пористых структур, видов теплоносителей, разнообразием конструкций тепловых труб и отсутствием единой методики проведения исследований.

В качестве теплоносителей в среднетемпературном интервале (от 300 до 500 °С) уже невозможно использовать воду и другие теплоносители из низкотемпературного интервала, поскольку их критические параметры уже не соответствуют необходимым требованиям [7]. Поэтому для освоения указанного промышленно важного интервала температур необходимо применять новые теплоносители. Достаточно много работ в этом направлении было проведено Шиловым И.Л. и др. [8, 9]. Были предложены конструкции среднетемпературных термосифонов с теплоносителями сера и сера-йод. Однако на эту роль подходят также органические теплоносители, но их верхний предел использования ограничен температурой термического разложения, которую нужно четко контролировать во время их эксплуатации в тепловых трубах, термосифонах и других устройствах. Этим обуславливается общая необходимость проведения исследований свойств органических теплоносителей и рабочих характеристик термосифонов в среднетемпературном интервале.

1. Постановка задачи

Основная цель данной работы состояла в определении рабочих характеристик среднетемпературного термосифона. Необходимо было решить следующие задачи:

- 1) разработать экспериментальную установку для исследования рабочих характеристик тепловой трубы;
- 2) провести испытания на экспериментальной установке, которые бы максимально соответствовали условиям будущей эксплуатации тепловой трубы.
- 3) использовать экспериментальные исследования для расчета рабочих характеристик тепловой трубы.

2. Описание объекта исследования и опытной установки

Объектом исследования являлся среднетемпературный термосифон (рис. 1). В качестве теплоносителя использовалась дифенильная смесь (даутерм), корпус термосифона был изготовлен из стали марки Ст. 20.

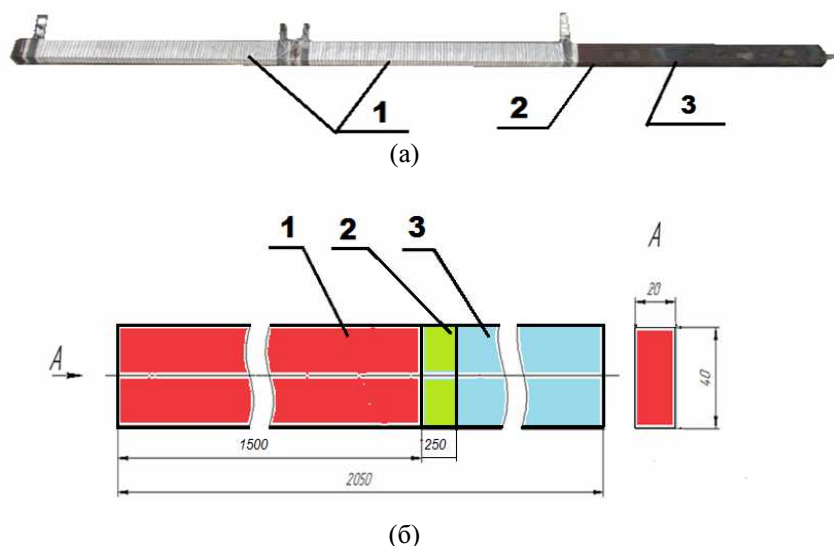


Рис. 1 Экспериментальный образец среднетемпературного термосифона:

а – общий вид, б – конструкция, 1 – зона испарения, 2 – зона транспорта; 3 – зона конденсации

Термосифон имел следующие геометрические параметры:

- зона испарения и транспорта: длина 1500 мм, высота 40 мм, ширина 20 мм, толщина стенки 2 мм;
- зона транспорта: длина 250 мм, высота 40 мм, ширина 20 мм, толщина стенки 2 мм;
- зона конденсации: длина 300 мм, высота 40 мм, ширина 20 мм, толщина стенки 2 мм.

Подвод теплоты к термосифону осуществлялся косвенным электроконтактным методом. Для обеспечения необходимого уровня теплоподвода использовался нихромовый нагреватель из проволоки толщиной 1 мм. Максимальная возможная мощность всей сборки составляла 2600 Вт. Электрическая

мощность, подводимая к термосифона, определялась как произведение действующих значений тока и напряжения. Для минимизации потерь и обеспечения большей точности измерения подводимой тепловой мощности в окружающую среду использовался теплоизоляционный материал базальтовое волокно.

Отвод теплоты осуществлялся за счет охлаждения стенок проточным водяным теплообменником. При этом обеспечивалась противоточная схема движения жидкости относительно движения паровой фазы жидкости в термосифоне.

В ходе экспериментальных работ электрическая нагрузка подавалась ступенчато, с шагом 200 Вт начиная от 600 до 2600 Вт. Расход охлаждающей воды стенки конденсационной зоны составлял порядка 1 л/мин.

Таким образом, в процессе работы экспериментальной установки, в термосифоне реализовывался такой теплообменный цикл: теплота, выделяемая электронагревателями, установленными на поверхности зоны теплоподвода термосифона, поглощалась теплоносителем и переносилась в зону теплоотвода, где происходила конденсация пара, и далее теплота отводилась от стенок термосифона в поток охлаждающей воды.

Во время испытаний термосифон размещался под углом 20° к горизонту, который был выбран в соответствии с требованиями к эксплуатации данного термосифона в устройствах утилизации теплоты.

Для определения температурных режимов среднетемпературного термосифона при тепловых испытаниях на термосифоне в шести точках устанавливались термопары "хромель-алюмель", имеющие диаметр проволоки 0,1 мм. Схема размещения термопар на поверхности термосифона представлена на рис. 2.

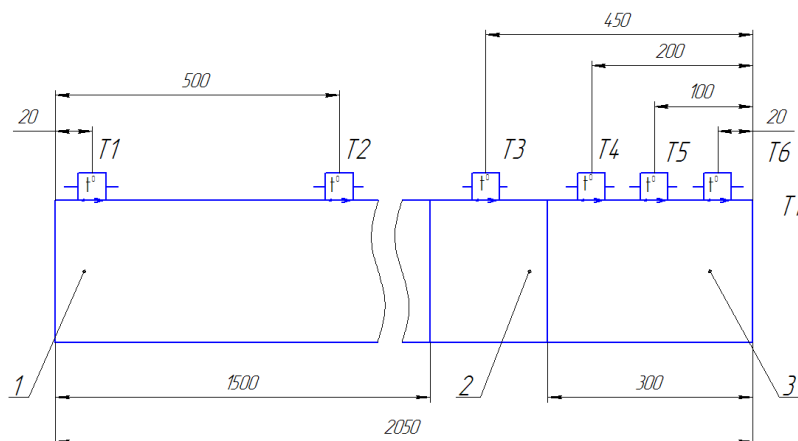


Рис. 2 Расположение термопар на термосифоне:

1 - зона испарения, 2 - зона транспорта, 3 - зона конденсации, ТТ - термосифон.

Для измерения мощности в электрической схеме использовались два ваттметра Д-529. Регулирование напряжения, подаваемого осуществляется с помощью регулятора напряжения "РНО", типа РНО-250-10. Значение температуры контролировалось двухканальными измерителями ОВЕН ТРМ200 с классом точности 0,5.

Работа системы осуществлялась под управлением программного обеспечения SCADA «RB-КПИ-ИИС», разработанного в НТУУ "КПИ" и ориентированного на обеспечение эффективных и оперативных методов управления системой измерения, предварительную обработку и графическое представление экспериментальных данных.

3. Результаты и их анализ

Был проведен ряд экспериментальных исследований. На рис. 3 представлен пример пусковой характеристики термосифона при подводе тепловой мощности 2600 Вт. Данный режим демонстрирует процесс запуска термосифона, который можно условно разделить на четыре этапа.

Первый этап – прогрев и плавление теплоносителя, характеризуется стремительным ростом температур в зоне нагрева.

Второй этап – начало прогрева теплоносителя в жидком состоянии; данный этап проходит с более плавным ростом температуры зоны испарения, а температура зоны конденсации пока не повышается.

Третий этап – прогрев теплоносителя в жидком состоянии, что сопровождается постепенным выделением паров теплоносителя без интенсивного кипения и приводит к прогреву зоны охлаждения; данный этап проходит с плавным ростом температуры как зоны нагрева так и зоны испарения.

Четвертый этап – запуск тепловой трубы. Этот этап характеризуется резким выходом на стационар и стабилизацией температурных полей.

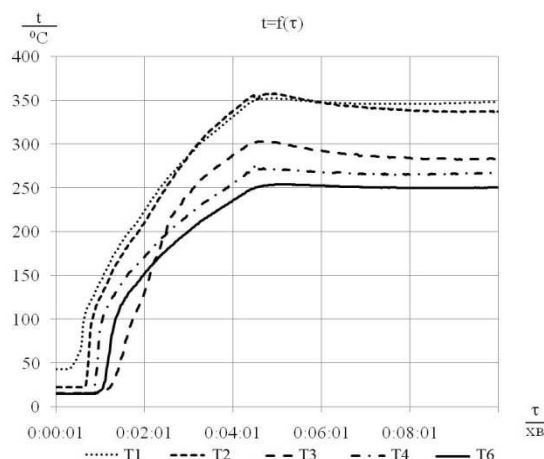


Рис. 3 Пусковая характеристика термосифона при тепловой мощности 2600 Вт

По полученным экспериментальным данным был проведен расчет коэффициентов теплоотдачи. После чего была проведена интерполяция экспериментальных данных при помощи степенных зависимостей с неизвестными константами C . Результаты показали, что при плотности теплового потока $q < 1,6 \cdot 10^4 \text{ Вт} / \text{м}^2$ коэффициент теплоотдачи при испарении практически не зависит от теплового потока, а зависит от длины поверхности нагрева и давления насыщения P_s .

Расчет теоретических значений выполнялся на основе общепринятых зависимостей.

При этом коэффициент теплоотдачи в зоне испарения определялся по формуле:

$$Nu = C_1 \cdot Re^{0,35} \cdot Pr^{0,3} \quad (1)$$

Постоянный коэффициент C_1 в формуле (1) зависит от теплофизических свойств жидкости, свойств системы жидкость-поверхность нагрева, шероховатости поверхности и длины поверхности нагрева. Полученные экспериментальные значения C_1 для области плотности теплового потока $q = 3,8 \cdot 10^3 \dots 1,6 \cdot 10^4 \text{ Вт} / \text{м}^2$ при давлении насыщения $P_s = (0,046 \div 2,33) \cdot 10^5 \text{ Па}$ и эквивалентного $d_{\text{вн}} = 0,032 \text{ м}$ составляет 200.

Коэффициент теплоотдачи в зоне конденсации определялся по формуле:

$$\alpha = C_2 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{4 \cdot \mu \cdot \Delta t_k \cdot l}} \cdot \sqrt[4]{\sin(\varphi)} \quad (2)$$

Постоянный коэффициент C_2 в формуле (2) зависит от теплофизических свойств пара, длины поверхности конденсации. Полученные экспериментальные значения C_2 в формуле (2) составляет 2,4.

На рис. 4 показана зависимость коэффициентов теплоотдачи в зонах подвода теплоты и отвода теплоты от давления насыщения, представленная в виде экспериментальных данных и интерполяционных зависимостей.

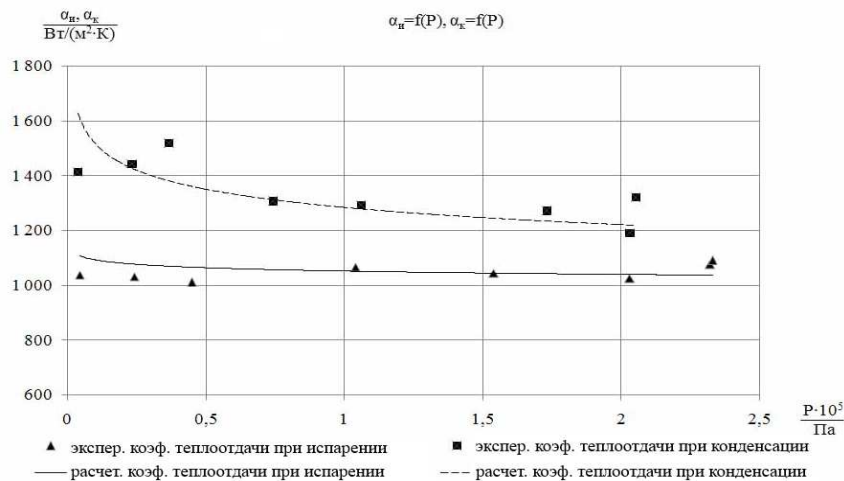


Рис. 4 Зависимость коэффициентов теплоотдачи от давления насыщения

Результаты на рис. 4 показывают, что интенсивность теплообмена при кипении в заданном диапазоне давлений при образовании паров практически не изменяется. При этом коэффициент теплоотдачи при конденсации уменьшается, так как в зоне конденсации с увеличением теплового потока возрастает толщина пленки конденсата в интервале от 0,1 мм до 20 мм. Наличие волнообразования, взаимодействия встречных потоков жидкости и пара приводит к тому, что сейчас не существует универсальной формулы для расчета интенсивности теплоотдачи в стекающих пленках жидкости. При малых тепловых нагрузках, когда количество конденсата небольшое, процесс конденсации становится подобный капельной конденсации. Конденсат за счет массовых сил движется к испарителю. При увеличении теплового потока увеличивается толщина пленки конденсата. В этом случае наблюдается уменьшение интенсивности теплоотдачи.

Рис. 5 показывает, что термосифон с теплоносителем даутерм, имеет более низкое термическое сопротивление, чем с теплоносителем нафталин или ртуть [10].

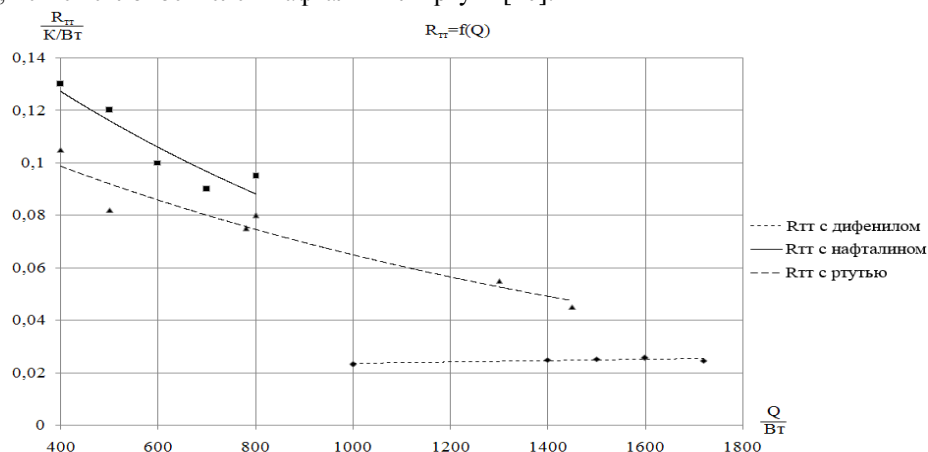


Рис. 5 Зависимость экспериментального термического сопротивления термосифона от теплового потока

Наиболее важной характеристикой термосифона является предельная теплопередающей способность. Правильный расчет этого параметра позволяет создать надежный, высокоэффективный теплообменный аппарат. Расчетный максимальный тепловой поток составлял 2800 Вт при температуре 390 °С.

Температурное поле термосифона приведено на рис. 6.

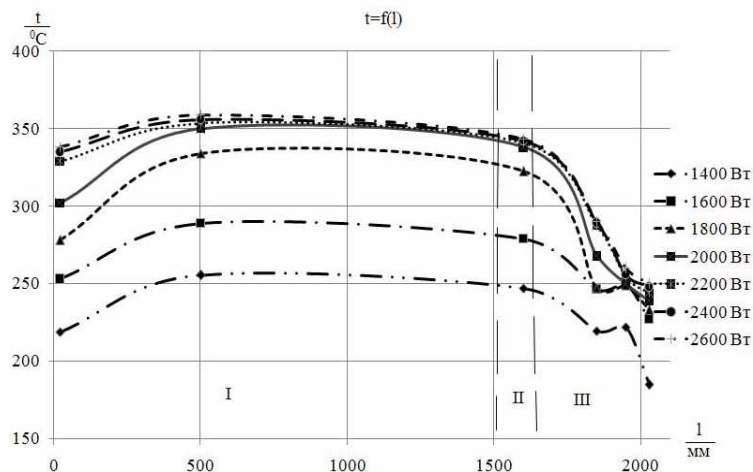


Рис. 6 Температурное поле термосифона в стационарном режиме работы при различных тепловых нагрузках: I – зона испарения, II – зона транспорта, III – зона конденсации.

Температура термосифона увеличивается с увеличением теплового потока. При увеличении теплового потока, пар перемещается в зону конденсации термосифона, и снижение температуры может быть зафиксировано только в торцевой области конденсатора. Снижение температуры можно объясняется наличием небольшого количества неконденсируемого газа, который блокирует частично конец зоны конденсации. Возможность образования неконденсирующего газа была замечена при температурах пара в термосифоне более 350 °С. Однако, данный процесс не является интенсивным. Из рис. 6 видно, что разница средних температур между испарителем и конденсатором, составляет 70 °С, для теплового потока 2200 Вт. Анализ и обобщение экспериментальных данных по температурному

полно термосифона показало, что термическое сопротивление термосифона не более $0,026\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$ при рабочих температурах от $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $370\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Выводы. В ходе проведения исследований были получены данные по пусковым характеристикам термосифона и его температурному полю при различных тепловых потоках, рассчитаны коэффициенты теплоотдачи в зонах испарения и конденсации, определен максимальный передаваемый термосифоном тепловой поток.

Основные полученные результаты работы:

1. Даутерм может быть использован для долгосрочной работы в качестве теплоносителя в безфитильных тепловых трубах и термосифонах с материалом корпуса Ст. 20 при рабочих температурах до $350\text{ }^{\circ}\text{C}$. При более высоких значениях существует риск образования неконденсирующего газа.

2. Коэффициенты теплоотдачи в зоне испарения составляли порядок $1100\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, и в зоне конденсации $1400\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

3. Термические сопротивления менее $0,026\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$ были достигнуты при рабочих температурах от $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $370\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4. Расчетный максимальный тепловой поток составлял 2800 Вт при температуре $390\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Список литературы

1. Пиоро И. Л. Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами / Пиоро И. Л., Антоненко В. А. – К.: Н. думка, 1991. – 248с.

2. Ивановский М. Н. Физические основы тепловых труб / Ивановский М. Н., Сорокин В. П., Ягодкин И. В. – М.: Атомиздат, 1978. – 256 с.

3. Ивановский М. Н. Технологические основы тепловых труб / Ивановский М. Н., Сорокин В. П., Чулков Б. А., Ягодкин И. В. – М.: Атомиздат, 1980. – 160 с.

4. William G. Anderson. Intermediate Temperature Fluids for Heat Pipes and Loop Heat Pipes / William G. Anderson, John R. Hartenstine, David B. Sarraf, and Calin Tarau // 15th International Heat Pipe Conference (15th IHPC). – Clemson, USA: – april 25-30, 2010.

5. William G. Anderson. Intermediate Temperature Fluids Life Tests – Experiments / William G. Anderson, Richard W. Bonner, Peter M. Dussinger, John R. Hartenstine, and David B. Sarraf // 15th International Heat Pipe Conference (15th IHPC). – Clemson, USA: – april 25-30, 2010.

6. Jouhara H. An experimental study of wickless miniature heat pipes operating in the temperature range 200°C to 450°C / Jouhara H., Kelly C., Robinson A. J.// UK Heat Transfer 2007 Proceedings. - Edinburg, UK: - september 10-11, 2007.

7. David B. Sarraf. High-Temperature Water Heat Pipes / David B. Sarraf, William G. Anderson // IMAPS International Conference on High Temperature Electronics. – Santa Fe, NM: – may 15-18, 2006.

8. Шилович И.Л. Теплопередающие характеристики среднетемпературного термосифона с теплоносителем сера - иод // Автореф. дис. к.т.н. – М. - 1991. – 47 с.

9. Безродный М.К., Шилович И.Л., Панов Е.Н. Определение степени заполнения термосифонов двухкомпонентным теплоносителем сера-иод. - Промышленная теплотехника, 1991, №5, с. 54-58.

10. Kniess C. T. Experimental study of mercury and naphthalene thermosyphons / Kniess C.T, Mantelli M.B.H.// 14th International Heat Pipe Conference (14th IHPC). – Florianopolis, Brazil: – april 22-27, 2007.

S. Khairnasov; B. Rassamakin; I. Bykov

National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute"

STUDY OF THERMAL REGIMES OF MIDDLE-TEMPERATURE NO-WICK HEAT-PIPE FOR EXHAUST GASES HEAT RECOVERY SYSTEMS WITH TEMPERATURES MORE THAN $400\text{ }^{\circ}\text{C}$

The construction of middle-temperature no-wick heat-pipe was designed with the heat carrier "Dowtherm" being used for the exhaust gases heat recovery applications with the estimated temperature levels more than $400\text{ }^{\circ}\text{C}$. The heat transfer coefficients for the evaporation and condensation areas were determined due to experimental data analysis. They were estimated as respectively $1100\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ and $1400\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$. The thermal resistance of the heat-pipe did not exceed $0,026\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ in the operation temperature range (from $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $370\text{ }^{\circ}\text{C}$). The maximum heat flux transmitted was 2800 W at $390\text{ }^{\circ}\text{C}$. Also, the experimental studies have shown that it is advisable to apply the heat carrier "Dowtherm" at the vapor temperature inside the heat-pipe lower than $350\text{ }^{\circ}\text{C}$. At the higher temperatures there is the high risk of generation of non-condensable gas.

Key words: heat pipe, medium temperature heat transfer fluid, heat transfer coefficient, boiling, condensation, heat recovery.

1. Pioro I. L. Effektivnyie teploobmenniki s dvuhfaznyimi termosifonami / Pioro I. L., Antonenko V. A. – K.: N. dumka, 1991. – 248s.

2. Ivanovskiy M. N. Fizicheskie osnovyi teplovyyih trub / Ivanovskiy M. N., Sorokin V. P., Yagodkin I. V. – М.: Atomizdat, 1978. – 256 s.

3. Ivanovskiy M. N. Tehnologicheskie osnovyi teplovyyih trub / Ivanovskiy M. N., Sorokin V. P., Chulkov B. A., Yagodkin I. V. – М.: Atomizdat, 1980. – 160 s.

4. William G. Anderson. Intermediate Temperature Fluids for Heat Pipes and Loop Heat Pipes / William G. Anderson, John R. Hartenstine, David B. Sarraf, and Calin Tarau // 15th International Heat Pipe Conference (15th IHPC). – Clemson, USA: – april 25-30, 2010.
5. William G. Anderson. Intermediate Temperature Fluids Life Tests – Experiments / William G. Anderson, Richard W. Bonner, Peter M. Dussinger, John R. Hartenstine, and David B. Sarraf // 15th International Heat Pipe Conference (15th IHPC). – Clemson, USA: – april 25-30, 2010.
6. Jouhara H. An experimental study of wickless miniature heat pipes operating in the temperature range 200°C to 450°C / Jouhara H., Kelly C., Robinson A. J.// UK Heat Transfer 2007 Proceedings. - Edinburg, UK: - september 10-11, 2007.
7. David B. Sarraf. High-Temperature Water Heat Pipes / David B. Sarraf, William G. Anderson // IMAPS International Conference on High Temperature Electronics. – Santa Fe, NM: – may 15-18, 2006.
8. Shilovich I.L. Teploperedayushchie harakteristiki srednetemperaturnogo termosifona s teplonositelem sera - iod // Avtoref. dis. k.t.n. – M. - 1991. – 47 s.
9. Bezrodnyiy M.K., Shilovich I.L., Panov E.N. Opredelenie stepeni zapolneniya termosifonov dvuhkomponentnyim teplonositelem sera-iod. - Promyshlennaya teplotekhnika, 1991, #5, s. 54-58.
10. Kniess C. T. Experimental study of mercury and naphthalene thermosyphons / Kniess C.T, Mantelli M.B.H.// 14th International Heat Pipe Conference (14th IHPC). – Florianopolis, Brazil: – april 22-27, 2007.

УДК 536.24

С.М. Хайрмасов, канд. техн. наук, ст. наук. спів.;

Б.М. Рассамкін, канд. техн. наук, ст. наук. спів.; Є.В. Биков

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут"
ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВИХ РЕЖИМІВ СЕРЕДНОТЕМПЕРАТУРНОГО ТЕРМОСИФОНУ
ДЛЯ СИСТЕМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ГАЗІВ З ТЕМПЕРАТУРОЮ БІЛЬШЕ 400 °С

Було розроблено конструкцію середнетемпературного термосифона з теплоносієм даутерм, призначеного для використання в системах утилізації теплоти відхідних газів з температурою більше 400 °С. Експериментально визначені коефіцієнти тепловіддачі в зоні випаровування і конденсації, що становили відповідно 1100 Вт/(м²·К) та 1400 Вт/(м²·К); термічний опір термосифона не перевищував 0,026 °С/Вт при робочих температурах від 150 °С до 370 °С, при цьому максимально можливий для передачі тепловий потік становив 2800 Вт при температурі 390 °С. Також експериментальні дослідження показали, що теплоносій даутерм доцільно застосовувати при температурі пари в термосифоні не більшій за 350 °С. При вищих значеннях існує ризик утворення газу, що не конденсується.

Ключові слова: теплова труба, середньотемпературний теплоносій, коефіцієнт тепловіддачі, кипіння, конденсація, утилізація теплоти.

Надійшла 06.04.2014

Received 06.04.2014

УДК 621.31

Т.М. Базюк; І.В. Притискач

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ СПОЖИВАННЯ АКТИВНИМ
СПОЖИВАЧЕМ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ З МЕРЕЖІ
ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ

Ефективне використання потенціалу активних споживачів для регулювання режимів роботи мережі та вирівнювання графіку споживання вимагає виконання оптимізації графіку споживання електроенергії із загальної мережі. В роботі запропоновано алгоритм вибору взаємовигідного режиму, який включає одержання обмежень на параметри оптимізаційної задачі у вигляді оптимальних, допустимих та граничних умов. Крім цього, розглянуто алгоритм перевірки силового обладнання системи електропостачання на предмет здатності забезпечити відповідні режими роботи. Показано яким чином теплові моделі елементів електропостачальної системи можуть бути використані для формування оптимальних, допустимих та граничних умов.

Ключові слова: активний споживач, графік навантаження, оптимізаційна задача, електропостачальна система, навантажувальна здатність.