

М. А. Кузьмич¹, А. С. Журавлёв¹, Б. Хуухэнхуу²

¹*Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси, Минск, Беларусь*

²*Институт физики и технологии Академии наук Монголии, Улан-Батор, Монголия*

ВЛИЯНИЕ СИЛ ГРАВИТАЦИИ НА ПАРАМЕТРЫ ПАРОДИНАМИЧЕСКОГО ТЕРМОСИФОНА

Аннотация. Двухфазный пародинамический термосифон (ПДТ) является эффективным теплопередающим устройством, в котором реализуется замкнутый испарительно-конденсационный цикл переноса тепла, причем движущей силой, обеспечивающей возврат жидкой фазы рабочего вещества в конденсатор, являются гравитационное поле и давление пара. Оригинальная конструкция конденсатора и испарителя ПДТ позволяет передавать тепловой поток в горизонтальном направлении на большие (10–20 м) расстояния. ПДТ можно использовать в теплообменниках тепловых насосов, предназначенных для утилизации альтернативных источников энергии и вторичных энергоресурсов. Представлены результаты экспериментального исследования теплопередающей способности ПДТ с протяженным испарителем. Определены основные параметры ПДТ при различных величинах тепловой нагрузки, изменениях перепада высот между испарителем и конденсатором. Установлены рабочий диапазон тепловых нагрузок и максимально допустимый угол наклона термосифона, при которых не нарушается его работоспособность. Определены термические сопротивления устройства для рабочего диапазона тепловых нагрузок. Описана схема экспериментальной установки и изложена методика проведенного исследования. Полученные данные позволяют сделать вывод об устойчивой работоспособности теплопередающего устройства в диапазоне тепловых нагрузок 300–1500 Вт при отклонении термосифона от вертикальной плоскости на угол до 85 град.

Ключевые слова: пародинамический термосифон, теплообменник, возобновляемые и вторичные источники энергии, испаритель, конденсатор, тепловая нагрузка

Для цитирования. Кузьмич, М. А. Влияние сил гравитации на параметры пародинамического термосифона / М. А. Кузьмич, А. С. Журавлёв, Б. Хуухэнхуу // Вест. Нац. акад. наук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2017. – №4. – С. 55–62.

М. А. Kuzmich¹, A. S. Zhuravlyov¹, B. Khuukhenkhuu²

¹*A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus*

²*Institute of Physics & Technology, Mongolian Academy of Sciences, Ulan Bator, Mongolia*

IMPACT OF GRAVITY FORCE ON HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF VAPORDYNAMIC THERMOSYPHON

Abstract. The two-phase vapordynamic thermosyphon (VDT) is an efficient heat transfer device. Closed vapordynamic evaporative-condensation heat transfer cycle is realized inside it. Vapor pressure acts as a driving force for returning the liquid phase of working fluid to the condenser. The original design of the condenser and the evaporator of the VDT allows to transfer heat flow in horizontal direction to large (10–20 meters) distance. VDT can be used in heat exchangers of heat pumps, heat and cold accumulators of alternative energy sources and secondary energy sources for utilization. This article presents results of the experimental study and shows VDT heat transfer capability depending on the conditions of its work. For this purpose following VDT parameters were determined for different values of heat load and various drops between the thermosyphon evaporator and its condenser: the operating range of heat loads, maximum allowable thermosyphon angle of inclination, dependence of thermal resistance on the transmitted heat flow. The scheme of VDT is described and the methodology of the study is presented. Experimental data allows to conclude that high heat-transfer device working efficiency is achievable with heat loads between 300 and 1500 W and with vertical inclination angles up to 85 degrees.

Keywords: vapordynamic thermosyphon, heat exchanger, secondary- and renewable energy sources, evaporator, condenser, heat load

For citation. Kuzmich M. A., Zhuravlyov A. S., Khuukhenkhuu B. Impact of gravity force on heat transfer characteristics of vapordynamic thermosyphon. *Vesti Natsyyanal'nai akademii navuk Belarusi. Seriya fizika-technichnykh navuk = Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-technical series*, 2017, no. 4, pp. 55–62 (in Russian).

Введение. Актуальность проблемы совершенствования теплообменной аппаратуры обусловлена необходимостью решения сложных технических и экономических задач. По прогнозу аналитиков из Global Industry Analysts Inc., рынок теплообменников вырастет к 2020 г. до 24,3 млрд долларов США. Речь идет о теплообменниках, используемых в информационных центрах обработки данных по охлаждению и терморегулированию электронного оборудования. Причиной этого роста станет технологический скачок, связанный с необходимостью повышения эффективности данного оборудования. Создание устройств, передающих тепло с минимальными потерями, способствует развитию такого направления в энергетике, как утилизация низкопотенциального тепла. В течение последних 40 лет рациональное и экологически чистое использование энергии в Республике Беларусь приобретает все большее значение, при этом особое внимание уделяется возобновляемым и вторичным энергоресурсам. В лаборатории пористых сред Института тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси изобретены и запатентованы в ряде стран мира, таких как США, Франция, Швеция, Бельгия, тепловые трубы и пародинамические термосифоны (ПДТ) – новые теплопередающие устройства, в которых реализуется замкнутый испарительно-конденсационный цикл переноса тепла, где движущей силой, обеспечивающей возврат жидкой фазы рабочего вещества в конденсатор, являются гравитационное поле и давление пара [1–5].

Тепловые трубы оригинальной конструкции и пародинамические термосифоны могут успешно использоваться в составе теплообменников тепловых насосов (адсорбционных и абсорбционных), в солнечных коллекторах, грунтовых теплообменниках, что обеспечивает широкие возможности их применения для утилизации тепла возобновляемых и вторичных энергоресурсов. ПДТ имеют принципиальное отличие от других известных в мире термосифонов и тепловых труб. Главная особенность ПДТ по сравнению с другими термосифонами заключается в наличии протяженного кольцевого зазора между паропроводящей трубой и конденсатором (конструкция типа «труба в трубе»), в котором происходит конденсация пара.

Основными областями применения ПДТ являются:

теплообменники в системах, утилизирующих тепло возобновляемых источников энергии (солнечное излучение, грунт, природные водоемы);

теплообменники-рекуператоры, использующие вторичные энергоресурсы – отработанная вода, газовые выбросы, имеющие место в технологических процессах, а также в системах вентиляции и кондиционирования воздуха;

системы поддержания теплового контроля в различных отраслях техники (пищевая и холодильная; литейное и штамповочное производство).

Применение ПДТ в технологических процессах (сушка, кондиционирование помещений, термообработка пищевых продуктов в обжарочных и сушильных камерах, подогрев тротуаров и парковок для автомобилей, поддержание нужной температуры жидкого асфальта и бетона при их транспортировке, получение биотоплива и т. д.) позволяет эффективно использовать низкотемпературные источники энергии.

Тепловые трубы и термосифоны с водой в качестве рабочей жидкости обеспечивают высокую энергетическую эффективность и одновременно надежность для обогрева или охлаждения ответственных и труднодоступных элементов электротехнических устройств [6].

ПДТ можно применять в качестве основных компонентов сухой градирни, предназначенной для понижения температуры рабочей жидкости, охлаждаемой воздухом окружающей среды, например в производстве экстракционной фосфорной кислоты для сохранения температуры экстрактора в пределах от 80 до 110 °С (в зависимости от типа проводимой реакции) и выделении около 20 МВт теплоты. Теплообменники на базе термосифонов дают возможность использовать выделяемое тепло в системе теплоснабжения предприятия. Утилизируемые таким образом вторичные энергоресурсы позволяют исключить из схемы экстрактора такой элемент, как струйный охладитель реакционной массы с электроприводом, благодаря чему происходит экономия электроэнергии и обеспечивается дополнительная экологическая безопасность процесса [7].

В [8] приводится система нагрева, охлаждения и вентиляции шахтных помещений на базе термосифонов, которая позволяет понизить расход топлива на 30–40 % при сохранении суще-

ствующих габаритов котельной, при этом уменьшаются затраты энергии на подогрев приточного воздуха. Представляет интерес использование термосифона в качестве подающего и обратного стояков зданий в системах отопления и горячего водоснабжения. В таких системах тепло от внешнего источника подводится к испарителю, расположенному на нижнем этаже, а отвод тепла осуществляется с помощью расположенных на каждом этаже теплообменников, в межтрубном пространстве конденсируется часть пара рабочего вещества термосифона [9].

Однако для широкого и рентабельного внедрения и массового производства термосифонов необходима дальнейшая разработка конструкции устройства, что позволит улучшить их рабочие характеристики и обеспечить эффективную передачу тепла. Устройство и механизм работы ПДТ рассмотрены в [10].

Цель работы – определить основные параметры ПДТ при различной величине его тепловой нагрузки, а также при изменении перепада высот между испарителем термосифона и конденсатором, установить рабочий диапазон тепловых нагрузок и максимально допустимый угол отклонения термосифона от вертикальной плоскости.

Схема экспериментальной установки. Для исследования процессов, протекающих в ПДТ, в Институте тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси был создан экспериментальный стенд с таким термосифоном.

Схема стенда с указанием основных его узлов приведена на рис. 1. На столе (II) установлен ПДТ (I) с возможностью изменения перепада высот между испарителем и конденсатором (отклонение термосифона от вертикального положения). Нагрев испарителя осуществляется электрическим нагревателем (III), потребляемая мощность которого регулируется лабораторным автотрансформатором (IV) и контролируется ваттметром (V). Температура в различных точках ПДТ измеряется и регистрируется с помощью термопар и автоматизированного комплекса Agilent Technology 34970A (VI). Через патрубок к термосифону подключается манометр для проверки герметичности системы, а также производится заправка рабочей жидкостью.

Рабочий участок ПДТ (рис. 2) изготовлен разборным. Соединение между конденсатором и транспортной зоной выполнено с помощью фланцев 8 и 9. Конденсатор представляет собой

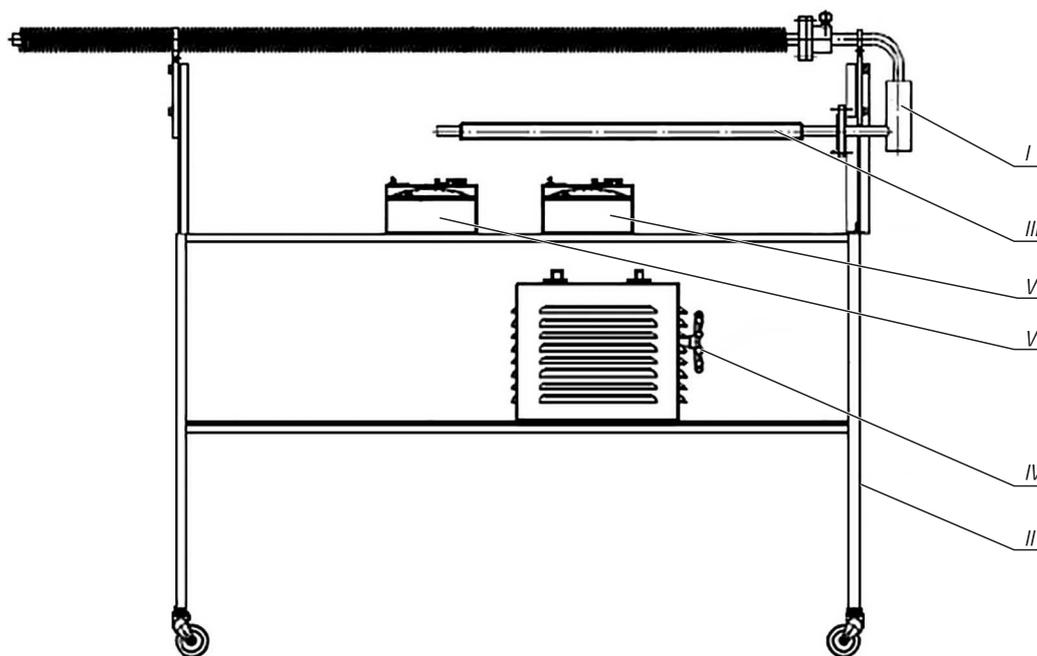


Рис. 1. Стенд для экспериментального исследования: I – пародинамический термосифон, II – рабочий стол, III – электрический нагреватель, IV – лабораторный автотрансформатор, V – ваттметр, VI – автоматизированный измерительный комплекс

Fig. 1. Experimental setup: I – vapordynamic thermosyphon, II – working table, III – electric heater, IV – laboratory autotransformer, V – wattmeter, VI – automated measuring system

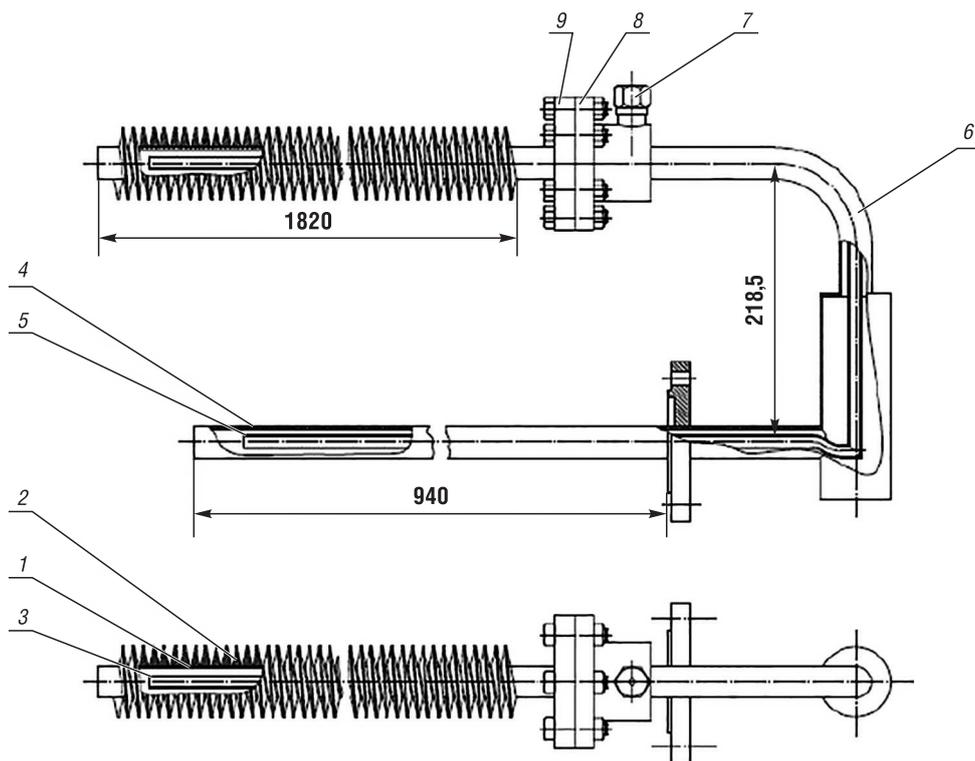


Рис. 2. Схема пародинамического термосифона: 1 – конденсатор, 2 – металлическое оребрение, 3 – внутренняя трубка конденсатора, 4 – испаритель, 5 – внутренняя трубка испарителя, 6 – транспортная зона, 7 – патрубок, 8 и 9 – соединительные фланцы

Fig. 2. Vapordynamic thermosiphon scheme: 1 – condenser, 2 – metal finning, 3 – internal condenser tube, 4 – evaporator, 5 – internal evaporator tube, 6 – transport area, 7 – connecting pipe, 8 and 9 – connecting flanges

трубу 1 из нержавеющей стали марки 1X18Н9Т с внешним диаметром 25 мм и толщиной стенки 2 мм. На трубе установлено алюминиевое оребрение 2 для улучшения условий теплоотдачи между конденсатором термосифона и окружающей средой (воздух). Внутри конденсатора соосно установлена труба меньшего диаметра 3 для подачи пара в конденсатор. Это необходимо для разделения потоков пара и конденсата, что обеспечивает улучшение теплопередающих характеристик ПДТ. Такая конструкция позволяет осуществлять передачу тепла в горизонтальном положении на большие расстояния. Испаритель 4, как и конденсатор, изготовлен из трубы, внешний диаметр которой 25 мм, а толщина стенки 2 мм. Внутренняя труба 5 в испарителе предназначена для возврата жидкости. Для обслуживания термосифона (заправки рабочей жидкостью, откачки воздуха из внутренней полости, подключения манометра) служит патрубок 7. Измерение температуры на поверхности конденсатора осуществлялось с помощью медь-константановых термопар (тип Т, диаметр проводников 0,2 мм) и хромель-алюмелевых термопар (тип К) на испарителе (рис. 3).

Сбор и обработка информации производились автоматизированным комплексом Agilent Technology 34970А.

Перед началом работы из внутренней полости ПДТ удалялся воздух и проводилась его заправка рабочей жидкостью (дистиллированная вода). Процесс вакуумирования внутренней полости термосифона осуществлялся путем откачки воздуха вакуумным насосом. Эта операция позволяет избежать образования в конденсаторе воздушных пробок.

Для проведения экспериментов, с учетом прилагаемых тепловых мощностей и геометрии термосифона (и его общего внутреннего объема), был выбран и применен уровень заправки, равный 650 мл дистиллированной воды.

Методика проведения опытов заключается в ступенчатом увеличении величины теплового потока с определенной временной выдержкой между двумя приращениями тепловой нагрузки. Интервал во времени необходим для стабилизации изменяющихся параметров ПДТ.



Рис. 3. Фотография пародинамического термосифона. Расположение термопар: красные – медь-константановые, черные – хромель-алюмелевые

Fig. 3. Vapordynamic thermosiphon photo. Locations of thermocouples: red – copper/constantan, black – chromel/alumel

Результаты и их обсуждение. При снижении тепловой нагрузки до 300 Вт (рис. 4) дальний относительно испарителя конец трубы конденсатора начинает постепенно охлаждаться. Пар конденсируется на стенках малой трубы внутри конденсатора с образованием жидкостной пробки, что приводит к остановке циркуляции жидкости по зазору между внешней и внутренней трубами конденсатора и понижению температуры части конденсатора, поскольку давления пара во внутренней трубе не хватает для проталкивания жидкости через конденсатор и обеспечения полноценной работы термосифона. Следовательно, необходимо обеспечить минимальный тепловой поток, достаточный, чтобы пар проталкивал жидкость до конца термосифона. Экспериментально определенная величина критической тепловой нагрузки ПДТ составляет 300 Вт.

Максимальная используемая тепловая нагрузка, ограниченная удельной мощностью нагревательной ленты, была равна 1500 Вт и обеспечивала устойчивую работу термосифона.

При проведении экспериментов по изучению влияния угла наклона ПДТ на его работоспособность термосифон отклоняется от вертикальной плоскости (рис. 5) путем изменения положения в пространстве испарителя ПДТ при сохранении неизменного положения конденсатора.

Результаты исследования влияния угла наклона ПДТ на температуру испарителя и конденсатора при тепловых нагрузках 500 и 1000 Вт приведены на рис. 6 и 7. Изменение угла наклона производилось ступенчато, с постепенным выходом на стационарное состояние.

Полученные экспериментальные данные свидетельствуют о том, что стабильная, без значительных пульсаций температуры, работа в течение продолжительного времени наблюдается при боковом отклонении термосифона до 85 град в условиях медленного пошагового увеличения угла наклона с последующим выходом на стационарный режим. При угле отклонения термосифона 85 град температура на дальнем (относительно испарителя) конце конденсатора начинает быстро падать, то есть

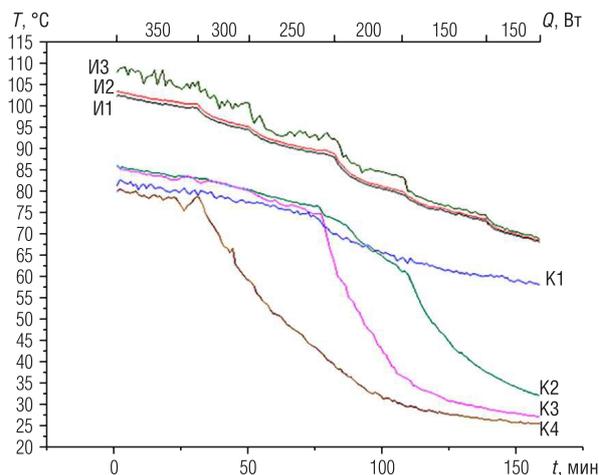


Рис. 4. Изменение температуры в различных точках испарителя и конденсатора ПДТ при ступенчатом понижении тепловой нагрузки (после выхода на стационарный режим): И1–И3 – показания термопар на испарителе, К1–К4 – на конденсаторе

Fig. 4. Temperature changing at different points of the evaporator and condenser of VDT while heating load decreasing stepwise (after reaching the steady stage conditions): И1–И3 – indications of thermocouples on the evaporator, К1–К4 – on the condenser



Рис. 5. Отклонение испарителя от вертикальной плоскости на угол φ (за изначальное принимается вертикальное положение термосифона)
 Fig. 5. Inclination of the evaporator from the vertical plane by an angle φ (the initial position is vertical position of the thermosyphon)

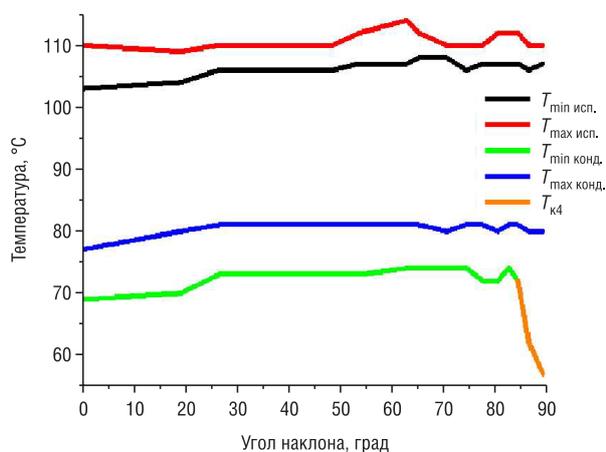


Рис. 6. Температуры испарителя и конденсатора ПДТ как функция угла отклонения от вертикального положения для тепловой нагрузки 500 Вт. $T_{\min \text{ исп.}}$, $T_{\max \text{ исп.}}$ – температурные минимум и максимум для соответствующих углов наклона на испарителе, $T_{\min \text{ конд.}}$, $T_{\max \text{ конд.}}$ – на конденсаторе. $T_{\text{к4}}$ – температура на дальнем относительно транспортной зоны конце конденсатора, что указывает на прекращение циркуляции рабочей жидкости по термосифону при больших углах наклона

Fig. 6. Evaporator and condenser temperatures of VDT as a function of the angle of inclination to the horizon line with thermal load of 500 watts applied. $T_{\min \text{ исп.}}$, $T_{\max \text{ исп.}}$ – temperature minimum and maximum for the respective angles of inclination on the evaporator, $T_{\min \text{ конд.}}$, $T_{\max \text{ конд.}}$ – on the condenser. $T_{\text{к4}}$ – temperature at the far end of the condenser relative to the transport zone. Its shows circulation termination of the working fluid along the thermosyphon at large angles of inclination

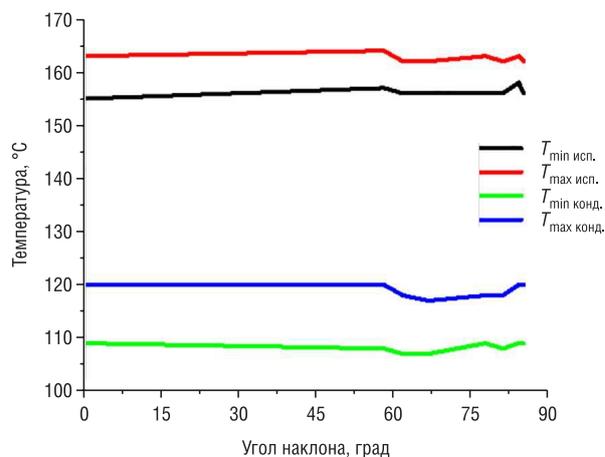


Рис. 7. Температуры испарителя и конденсатора ПДТ как функция угла отклонения от вертикального положения для тепловой нагрузки 1000 Вт. $T_{\min \text{ исп.}}$, $T_{\max \text{ исп.}}$ – температурные минимум и максимум для соответствующих углов наклона на испарителе, $T_{\min \text{ конд.}}$, $T_{\max \text{ конд.}}$ – на конденсаторе

Fig. 7. Evaporator and condenser temperatures of VDT as a function of the angle of inclination to the horizon line with thermal load of 1000 watts applied. $T_{\min \text{ исп.}}$, $T_{\max \text{ исп.}}$ – temperature minimum and maximum for the respective angles of inclination on the evaporator, $T_{\min \text{ конд.}}$, $T_{\max \text{ конд.}}$ – on the condenser

становится невозможной прежняя траектория движения жидкости. Критический угол наклона ПДТ для запуска установки из холодного состояния и выхода на ее рабочий режим равен 70 град.

При тепловых нагрузках 500–1500 Вт было рассчитано термическое сопротивление по формуле

$$R_t = \frac{T_n - T_k}{Q},$$

где T_n – температура испарителя, T_k – температура конденсатора, Q – тепловая нагрузка.

Для случая $Q = 500$ Вт термическое сопротивление $R_t = 0,064$ К/Вт.

Для случая $Q = 1000$ Вт, термическое сопротивление $R_t = 0,046$ К/Вт.

Для тепловых нагрузок в диапазоне 1000–1500 Вт термическое сопротивление изменяется в пределах 3–4 % относительно R_t для 1000 Вт.

Заключение. Разработан пародинамический термосифон с протяженным испарителем, способный передавать тепловой поток в горизонтальном направлении на большие расстояния. Минимальная тепловая нагрузка для запуска и работы пародинамического термосифона равна 300 Вт. Устойчивая работоспособность теплопередающего устройства находится в диапазоне тепловых нагрузок 300–1500 Вт. Термосифон может работать при отклонении от вертикальной плоскости до 85 град без заметных ухудшений его характеристик. Запуск термосифона с последующим переходом в рабочее состояние возможен под углом наклона до 70 град к вертикали. Изменение тепловой нагрузки ПДТ (от 500 до 1000 Вт), работающего под углами наклона, близкими к критическому, не оказывает существенного влияния на работоспособность термосифона.

Список использованных источников

1. Васильев, Л. Л. Пародинамические термосифоны – эффективные теплопередающие устройства для передачи теплоты на большие расстояния / Л. Л. Васильев, Л. Л. Васильев, мл., А. С. Журавлёв // Тез. докл. Беларус.-Латв. форума «Наука, инновации, инвестиции», Минск, 25–27 сент. 2013 г. – Минск, 2013. – С. 48–50.
2. Васильев, Л. Л. Перспективы применения тепловых насосов в Республике Беларусь / Л. Л. Васильев // Инженер.-физ. журн. – 2005. – Т. 78, № 1. – С. 23–34.
3. Vasiliev L. L., Morgun V. A., Rabetsky M. I. Heat Transfer Device. US Patent No. 4554966, 26.11.1985.
4. Vasiliev, L. L. Heat Pipes and Thermosyphons for Thermal Management of Solid Sorption Machines and Fuel Cells / L. L. Vasiliev, L. L. Vasiliev, Jr. // Heat Pipes and Solid Sorption Transformers. Fundamentals and Practical Applications / ed. by L. L. Vasiliev, S. Kakaç. – London ; New York: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2013. – P. 213–258.
5. Zhuravlyov, A. S. Horizontal vapordynamic thermosyphons, fundamentals, and practical applications / A. S. Zhuravlyov, L. L. Vasiliev, L. L. Vasiliev, Jr. // Heat Pipe Science and Technology. – 2013. – Vol. 4, № 1–2. – P. 39–52.
6. Богданов, А. Б. Обзор шести передовых энергосберегающих технологий в электросетевом комплексе России [Электронный ресурс] / А. Б. Богданов // Энергосовет. – 2010. – № 8 (13). – Режим доступа: http://www.energosoвет.ru/bul_stat.php?idd=125ю – Дата доступа: 12.10.2016.
7. Совершенствование энерготехнологической системы производства экстракционной фосфорной кислоты / И. В. Кладов [и др.] // Вестн. Иванов. гос. энерг. ун-та. – 2012. – № 3. – С. 13–18.
8. Ферт, А. Р. Термосифонная система утилизации теплоты удаляемого воздуха / А. Р. Ферт, Н. И. Чеховская, А. В. Гребенюк // Водоснабжение и санитарная техника. – 1987. – № 7. – С. 17.
9. Фролов, В. П. Тепловые трубы в системах теплоснабжения / В. П. Фролов, А. Я. Шелгинский // Энергосбережение. – 2004. – № 6. – С. 58–64.
10. Рабецкий, М. И. Пародинамические термосифоны / М. И. Рабецкий. – Минск, 1988. – 35 с. – (Препринт Ин-та тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова Нац. акад. наук Беларуси, № 11).

References

1. Vasiliev L. L., Vasiliev L. L., Jr., Zhuravlev A. S. Vapordynamic thermosyphons – efficient heat transfer devices for long-distance heat transfer. *Tezisy dokladov Belorussko-Latviiskogo foruma «Наука, innovatsii, investitsii», Minsk, 25–27 sentyabrya 2013 g.* [Abstracts of Belarusian-Latvian forum “Science, Innovations, Investments”, Minsk, September 25–27, 2013]. Minsk, 2013, pp. 48–50 (in Russian).
2. Vasiliev L. L. Prospects for employing heat pumps in the Republic of Belarus. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2005, vol. 78, no. 1, pp. 21–32. Doi: 10.1007/s10891-005-0026-5
3. Vasiliev L. L., Morgun V. A., Rabetsky M. I. *Heat Transfer Device*. US Patent No. 4554966, 1985.
4. Vasiliev L. L., Vasiliev L. L., Jr. Heat pipes and thermosyphons for thermal management of solid sorption machines and fuel cells. Heat pipes and solid sorption transformers. Vasiliev L. L., Kakaç S. (eds.). *Heat Pipes and Solid Sorption Transformations. Fundamentals and Practical Applications*. London, New York, CRC Press, Taylor & Francis Group, 2013, pp. 213–258. Doi: 10.1201/b14864-7

5. Zhuravlyov A. S., Vasiliev L. L., Vasiliev L. L., Jr. Horizontal vapordynamic thermosyphons, fundamentals, and practical applications. *Heat Pipe Science and Technology*, 2013, vol. 4, no. 1–2, pp. 39–52. Doi: 10.1615/heatpipe-sciotech.2013007414

6. Bogdanov A. B. Review of six advanced energy-saving technologies in the electric grid complex of Russia. *Energosovet*, 2010, no. 8 (13). Available at: http://www.energosovet.ru/bul_stat.php?idd=125ю (Accessed 12 October 2016) (in Russian).

7. Kladov I. V., Shelginsky A. Ya., Sedlov A. S., Galaktionov V. V. Power Technological System Improvement of Extractive Phosphoric Acid Production. *Vestnik Ivanovskogo gosudarstvennogo energeticheskogo universiteta = Vestnik of Ivanovo State Power Engineering University*, 2012, no. 3, pp. 13–18 (in Russian).

8. Fert A. R., Chekhovskaya N. I., Grebenyuk A. V. Thermosyphon system for heat recovery of the exhaust air. *Vodosnabzhenie i sanitarnaya tekhnika = Water Supply and Sanitary Technique*, 1987, no. 7, p. 17 (in Russian).

9. Frolov V. P., Shelginsky A. Ya. Heat pipes in heat supply systems. *Energoberezhenie* [Energy Saving], 2004, no. 6, pp. 58–64 (in Russian).

10. Rabeckii M. I. *Vapordynamic thermosyphons*. Minsk, 1988. 35 p. (in Russian).

Информация об авторах

Кузьмич Максим Александрович – аспирант, младший научный сотрудник, Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси (ул. П. Бровки, 15, 220072, Минск, Республика Беларусь). E-mail: KuzmichMA@hmti.ac.by

Журавлёв Александр Сергеевич – кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник, Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси (ул. П. Бровки, 15, 220072, Минск, Республика Беларусь). E-mail: zhuravl@hmti.ac.by

Хуухэнхуу Бямбаагийн – кандидат технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник Лаборатории атомной спектроскопии, Институт физики и технологии Монгольской академии наук (пр. Мира, 54Б, 13330, Улан-Батор, Монголия). E-mail: hunstech@yahoo.co.uk

Information about authors

Maksim A. Kuzmich – Postgraduate Student, Junior Researcher, A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus (15, P. Brovka Str., 220072, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: KuzmichMA@hmti.ac.by

Alexander S. Zhuravlyov – Ph. D. (Engineering), Leading Researcher, A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus (15, P. Brovka Str., 220072, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: zhuravl@hmti.ac.by

Byambaa Khuukhenkhuu – Ph. D. (Engineering), Professor, Leading Researcher of the Atomic Spectroscopy Laboratory, Institute of Physics & Technology of the Mongolian Academy of Sciences (54B, Peace Ave., 13330, Ulan Bator, Mongolia). E-mail: hunstech@yahoo.co.uk