УДК 536.2; 621 DOI: 10.15372/PMTF202315136

## УСТРОЙСТВО ДВУХФАЗНОЙ ЗАКРЫТОЙ ТЕРМОСИФОННОЙ СИСТЕМЫ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМЕНА В НЕЙ

## М. С. Элмосбахи, М. Хамди, М. Хазами

Исследовательско-технологический центр энергетики, Хаммам-Лиф, Тунис E-mails: elmosbahi.mohamed@gmail.com, hmdimohamed@gmail.com, hazamdi321@yahoo.fr

Проведено исследование тепловых характеристик системы двухфазного закрытого термосифона, в котором в качестве рабочей жидкости используется метанол. Изучено влияние электрической тепловой мощности, объема заполняющей жидкости, расхода жидкости, угла наклона трубки и температуры охлаждающей воды на температуру на выходе из трубки. Проведены исследования при различных значениях объема заполняющей жидкости в диапазоне от 4 мл (объем наполовину заполненного испарителя) до 9 мл (объем переполненного испарителя). Рассматривались значения массового расхода жидкости в диапазоне  $0.2 \div 0.7$  кг/мин, значения мощности подводимого тепла в диапазоне  $13.0 \div 41.4$  Вт и значения температуры охлаждающей воды в диапазоне  $15 \div 35$  °C. Установлено, что оптимальное заполнение трубки жидкостью обеспечивает наилучшую температуру на выходе, при этом коэффициент теплопередачи составляет от 64 до 71 %. Исследовано влияние изолированной адиабатической зоны на распределение температуры в доль тепловой трубки.

Ключевые слова: солнечная тепловая трубка, коэффициент заполнения, вакуумная трубка

Введение. Плоский солнечный коллектор (ПСК) является наиболее распространенным, простым и доступным коллектором солнечной энергии. Большой вес и недостаточное сопротивление ветру — два основных недостатка ПСК, которые создают опасность при его эксплуатации во время шторма. Поэтому при установке ПСК на крыше здания необходимо принять меры, исключающие его разрушение.

Вакуумный трубчатый коллектор более сложен в изготовлении, чем ПСК, и его производительность меньше. По грубым оценкам, площадь вакуумных трубных панелей, равная 1,5 м², эквивалентна площади ПСК, равной 1 м². Тепловые трубки имеют большую теплопроводность и функционируют как двухфазные устройства теплопередачи. Двухфазные закрытые термосифоны (ДФЗТС) представляют собой ряд тепловых трубок, внутри которых под действием силы тяжести происходит циркуляция жидкости. Поскольку в таких тепловых трубках отсутствует фитиль, предназначенный для перемещения рабочей жидкости, жидкость перемещается внутри трубки под действием градиента плотности.

В ДФЗТС конденсатор, как правило, располагается над испарителем, но в тепловых трубках с фитилем он может располагаться ниже испарителя. В таком устройстве рабочая жидкость превращается в пар за счет подвода тепла к испарителю, представляющему собой ванну с жидкостью. Пар поднимается вверх к конденсатору, проходя через адиаба-

тический участок трубки. При конденсации пара в конденсаторе тепло передается от пара к охлаждающей жидкости, при этом высвобождается скрытая теплота пара. Затем под действием силы тяжести конденсат стекает обратно в испаритель. Для выделения тепла циклы конденсации и испарения рабочей жидкости повторяются. Высокоэффективные, надежные термосифоны широко применяются при изготовлении теплообменников [1], систем охлаждения электроники [2], систем солнечного отопления [3], систем кондиционирования воздуха [4], а также в химическом машиностроении [5] и при производстве систем охлаждения лопаток турбин [6]. Термосифоны используются также в легководных ядерных реакторах [7].

В последнее десятилетие проведены многочисленные экспериментальные исследования и численное моделирование тепловых характеристик термосифонов. В работе [8] изучено течение жидкости и теплопередача в термосифоне длиной 930 мм, в котором использовался фреон 113. Установлено, что структура течения представляет собой кольцевые и стратифицированные потоки, движущиеся вертикально или наклонно. Также обнаружено, что высыхание испарителя вызвано потерей рабочей жидкости. В работе [9] при экспериментальном исследовании свойств ДФЗТС использовалась наножидкость с частицами  $Al_2O_3$ , CuO и лапонитовой глины. Показано, что при использовании таких наножидкостей ухудшаются тепловые характеристики термосифонов и увеличивается смачиваемость.

В экспериментах [10] в качестве рабочих жидкостей использовались две наножидкости: вода — наночастицы  $Al_2O_3$  и вода — наночастицы  $TiSO_4$ ; объемная доля наночастиц составляла  $0.010 \div 0.075$  %. Установлено, что при использовании наножидкостей существенно увеличивается коэффициент теплопередачи при подводе электрической мощности в диапазоне  $40 \div 210~{\rm Bt}$ .

В работе [11] проведено экспериментальное исследование традиционных тепловых трубок, в которых рабочая жидкость движется под действием силы тяжести, при наличии сепаратора в адиабатической зоне и показано, что оптимальное расстояние между адиабатическим сепаратором и оболочкой тепловой трубки составляет 1,5 мм. Также установлено, что увеличение этого расстояния приводит к испарению рабочей жидкости между двумя поверхностями, вследствие чего уменьшается эффективность работы сепаратора и происходит засорение конденсата. С использованием тепловых трубок трех различных конфигураций показано, что увеличение длины адиабатического участка приводит к уменьшению рабочей температуры, наличие гравитационно-активной тепловой трубки с сепаратором вызывает значительное уменьшение температуры перегрева по сравнению с тепловыми трубками другого типа, а добавление фитиля к таким трубкам позволяет увеличить температуру в испарителе и адиабатической зоне.

Авторы работы [12] модифицировали ДФЗТС, добавив в него дополнительные внутренние поверхности с различной смачиваемостью. Смачиваемость менялась с использованием химического травления и покрытий различного типа. В экспериментах [12] установлено, что при одной и той же мощности ДФЗТС с гладкими поверхностями имеют наименьшее тепловое сопротивление, а удельная теплопроводность ДФЗТС с гидрофильными свойствами больше удельной теплопроводности ДФЗТС с гидрофобными свойствами и гладкими поверхностями.

В работе [13] исследовалось влияние углов наклона ДФЗТС. В экспериментах в качестве рабочей жидкости использовалась вода. Для исследованного диапазона температур установлено, что в ДФЗТС с фитилем суммарный коэффициент теплопередачи больше, чем в ДФЗТС без фитиля. Для углов наклона  $\alpha=30,\,60,\,90^\circ$  происходит увеличение суммарного коэффициента теплопередачи приблизительно на 55, 25 и 70 % соответственно.

В [14] представлены результаты экспериментального исследования теплопередачи в ДФЗТС из полиэтилена высокой плотности при различных значениях угла наклона труб-

ки, ее размеров и числа Бонда. В экспериментах использовались рабочие жидкости R113 и R11 с коэффициентом заполнения, равным  $\theta = 50$  %. Установлено, что углы наклона в диапазоне  $40 \div 70^{\circ}$  обеспечивают наилучшие характеристики теплопередачи.

В работе [15] показано, что существенное увеличение общего коэффициента теплопередачи происходит при увеличении коэффициента заполнения до  $60 \div 70$  %. Авторы работы [16] исследовали теплообменные свойства ДФЗТС для двух рабочих тел — воды и ионизированной воды с наночастицами серебра — при различных значениях коэффициента заполнения. При коэффициенте заполнения, равном 50 %, коэффициент теплопередачи при использовании наножидкости на 70 % больше, чем при использовании чистой воды. В работе [17] при тепловых нагрузках в диапазоне  $50 \div 600$  Вт и использовании жидкости FC-72 ( $C_6F_{14}$ ) в качестве рабочей жидкости исследовано влияние коэффициента заполнения испарителя в диапазоне  $10 \div 70$  % на рабочие пределы термосифона. Определены предел высыхания испарителя, который достигается при мощности подводимого тепла P=100 Вт и коэффициенте заполнения  $\theta<20$  %. При мощности подводимого тепла P=500 Вт происходит затопление конденсатора.

В работе [18] приведены результаты экспериментального исследования влияния угла наклона и скорости заполнения на тепловые характеристики закрытой тепловой трубки, в которой в качестве рабочей жидкости используется дистиллированная вода. Согласно полученным данным при различных значениях коэффициента заполнения и геометрических параметров наилучшие тепловые характеристики термосифон имеет при температуре  $T=60~^{\circ}\mathrm{C}$ . При значении угла наклона термосифона  $\alpha=60^{\circ}$  оптимальным является коэффициент заполнения  $\theta=45~\%$ , а при значениях угла наклона в диапазоне  $\alpha=30 \div 45^{\circ}$  наибольший коэффициент теплопередачи обеспечивается при конденсации.

В работе [19] проведено экспериментальное исследование ДФЗТС с подводимой мощностью в диапазоне  $100 \div 900$  Вт. Согласно результатам исследования при соотношениях длины и ширины термосифона, равных 7,45 и 9,80, и при значениях коэффициента заполнения, равных 90 и 30 %, а также 11,8 и 60,0 % соответственно, значения коэффициента теплопередачи являются оптимальными.

В работе [20] представлены результаты экспериментального исследования влияния гидроизоляции и геометрических размеров полуоткрытого двухфазного термосифона на эффективность теплопередачи. Экспериментальные исследования подтвердили эффективность и безопасность работы таких термосифонов.

В [21] приведены результаты экспериментального и теоретического исследований работы тепловых трубок термосифонов. Эксперименты проводились как при номинальном значении подводимой мощности, так и при большем значении. Обнаружено два разных типа поведения тепловых трубок. При номинальном значении подводимой мощности температура тепловой трубки изменяется циклично. При этом течение рабочей жидкости и процесс кипения в испарителе происходят постепенно. При быстром изменении подводимой мощности до максимального значения из испарителя выбрасывается большое количество пузырьков пара. В работе [22] исследовались теплофизические свойства ДФЗТС для трех рабочих жидкостей: FC-84, FC-77 и FC-3283. Установлено, что тип жидкости и мощность нагрева влияют на тепловые характеристики ДФЗТС.

Проблемы улучшения тепловых характеристик и коэффициентов теплопередачи в устройствах с двухфазными потоками исследуются во многих работах [23–25]. Особое внимание уделяется изучению таких явлений, как капиллярность, кипение и унос хладагента, сопровождающих процесс теплопередачи в тепловых трубках. В работе [26] экспериментально исследовано влияние рабочей температуры на характеристики теплопередачи в замкнутой осциллирующей тепловой трубке с обратным клапаном, заполненной этанолом. Установлено, что повышение рабочей температуры приводит к увеличению термиче-

ского сопротивления. Такая тепловая трубка имеет наилучшие тепловые характеристики при длине испарителя, равной 50 мм, и коэффициенте заполнения  $\theta=50$  %. Свойства осциллирующей тепловой трубки с обратными клапанами изучались также в работе [27]. В качестве рабочих жидкостей использовались этанол и хладагенты R141b и R11. Установлено, что хладагент R11 создает максимальный тепловой поток. В [27] исследовалось также влияние длины, температуры испарителя и угла наклона на структуру внутреннего потока.

В работе [28] приведены результаты экспериментальных и численных исследований низкотемпературных коротких тепловых трубок с паровым каналом в форме сопла. По-казано, что высокочастотные пульсации возникают при достаточно низкой температуре испарителя. В экспериментальных исследованиях обнаружено, что паровой канал в форме конического сопла имеет значительные преимущества по сравнению с цилиндрическим каналом. В работе [29] изучены тепловые характеристики замкнутой осциллирующей тепловой трубки с обратным клапаном, заполненной водой и этанолом. Обнаружено, что при использовании в качестве рабочей жидкости этанола достигается максимальный удельный тепловой поток при коэффициенте заполнения, длине испарителя и значении угла наклона, равных 80%, 25d (d — диаметр трубки) и  $90^\circ$  соответственно.

На характеристики тепловых трубок оказывает влияние капиллярность. Термокапиллярные явления изучались в работе [30] путем визуализации вихревого течения жидкости на поверхности пузырька. В работе [31] методом конечных объемов численно исследовано пузырьковое течение в спиральном змеевике, в частности, влияние шага спирали, диаметра трубки, газосодержания на коэффициент трения и потери давления. Показано, что увеличение числа Рейнольдса приводит к уменьшению коэффициента трения и увеличению объемной доли пузырьков в жидкости. В работе [32] с использованием теневой фотографии изучено пузырьковое течение при значениях числа Рейнольдса в диапазоне  $4500 \div 22700$ . Обнаружено, что при малых числах Рейнольдса относительная скорость пузырьков достаточно большая. При небольших значениях объемной доли газа большинство пузырьков имеют малый (порядка 1 мм) диаметр, при больших значениях объемной доли газа диаметр пузырьков увеличивается до  $3 \div 5$  мм. В работе [33] с использованием метода функционального анализа исследована задача о теплообмене внутри микротрубки при различных граничных условиях. Показано, что теплопроводность в осевом направлении, степень разрежения и длина области нагрева оказывают существенное влияние на тепловые характеристики.

Большинство опубликованных работ посвящены исследованию влияния отдельных факторов на тепловые характеристики ДФЗТС.

Целью данной работы является экспериментальное определение распределения температуры вдоль гравитационного ДФЗТС, в котором в качестве рабочей жидкости используется метанол. Эксперименты проведены при различных значениях расхода, тепловой нагрузки и температуры охлаждения конденсатора, а также при максимальной мощности тепловой трубки.

- 1. Экспериментальная установка и техника эксперимента. Ниже приводится описание используемого экспериментального стенда и излагается методика эксперимента.
- 1.1. Ориентация тепловой трубки. В конденсаторе и испарителе тепловой трубки в результате фазовых переходов происходит теплообмен. Для того чтобы сконденсированная жидкость могла под действием силы тяжести вернуться в испаритель, он должен быть расположен ниже конденсатора. Рабочая жидкость частично заполняет испаритель. При нагреве конца тепловой трубки рабочая жидкость испаряется, поглощая тепло, равное скрытой теплоте парообразования. При этом повышается давление пара внутри полости тепловой трубки. Пар движется вверх, в конденсатор, где он превращается в жидкость,

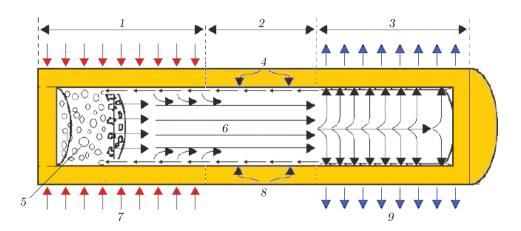


Рис. 1. Устройство гравитационной тепловой трубки:

1 — испаритель, 2 — адиабатический участок, 3 — конденсатор, 4 — поток жидкости, 5 — парообразование, 6 — пар, 7 — подводимое тепло, 8 — жидкость, возвращающаяся под действием силы тяжести, 9 — отводимое тепло

отдавая скрытую теплоту конденсации. В результате повышается температура охладителя и жидкий конденсат в виде тонкой пленки возвращается в испаритель под действием градиента давления, создаваемого разностью давлений пара на конце испарителя и на конце конденсатора. Для поддержания такого рабочего цикла в тепловой трубке внешняя движущая сила не требуется.

1.2. Постановка эксперимента. На рис. 1 показано устройство тепловой трубки. В обычных коллекторах для улавливания солнечного света используется плоская металлическая пластина. В вакуумных коллекторах пластина разделена на параллельные полосы, каждая из которых имеет прочное теплоизолированное соединение с тепловой либо прямоточной металлической трубкой. В коллекторах с тепловыми трубками трубки изготавливаются с селективным покрытием для минимизации потерь инфракрасного излучения. Каждая пара (полоса и металлическая трубка) заключена в стеклянную трубку, которая вакуумируется, поскольку потери на проводимость и конвекцию в вакууме минимальны. Горизонтальный воздуховод облицован верхними участками тепловых трубок. По этому каналу циркулирует нагретая вода. Внутренняя часть тепловой трубки также вакуумирована, в ней присутствует лишь небольшой объем летучей жидкости, такой как спирт. В отсутствие солнечного излучения рабочее вещество находится в жидком состоянии на дне трубки, при этом значения температуры пластины и трубки небольшие. Однако в солнечную погоду трубка нагревается. Жидкость в трубке также нагревается, в основном за счет скрытой теплоты, что приводит к испарению жидкости. В силу естественной конвекции пар поднимается вверх, до тех пор пока не достигнет верхней выпуклой части трубки, служащей конденсатором. В процессе конденсации выделяется скрытая теплота. Выпуклая верхняя часть трубки позволяет увеличить эффективность теплообмена. Образующиеся капли жидкости опускаются вниз по трубке, затем вновь поднимаются, при этом выделяется новое количество тепла парообразования.

Тепловые характеристики ДФЗТС были исследованы с использованием экспериментальной установки, схема которой представлена на рис. 1. Эксперименты проводились при различных значениях потребляемой мощности и угла наклона. В системе используется ДФЗТС без фитиля, работающий под действием силы тяжести. Конденсатор и испаритель расположены в верхней и нижней частях тепловой трубки соответственно. Тепловая трубка изготовлена из меди. Длина трубки равна 970 мм, внутренний и внешний диаметры — 6 и 8 мм соответственно. На одном конце трубки расположен вакуумный клапан, другой



Рис. 2. Двухфазный закрытый термосифон и приборы для сбора данных

конец герметично закрыт. Длина испарителя равна 300 мм, адиабатического участка — 210 мм, конденсатора — 460 мм.

- 1.3. Испытание на обнаружение утечки воздуха. Вакуумный насос с номинальным давлением 0,1 Па использовался для вакуумирования тепловой трубки в течение определенного периода времени. Если в течение 24 ч показания манометра не менялись, то считалось, что утечка воздуха отсутствует.
- 1.4. Процедура очистки тепловых трубок. При конденсации рабочая жидкость должна быть чистой. Жир и масло являются неметаллическими загрязнителями, которые существенно затрудняют передачу тепла конденсатору, поэтому перед заполнением тепловой трубки их необходимо удалять. Процедура очистки включает заполнение тепловой трубки дистиплированным этанолом, опорожнение ее вручную и последующее вакуумирование. При таком способе очистки устраняются неконденсируемые газы, которые проникают через стенки трубки. Эффективность теплопередачи может существенно снизиться вследствие наличия продуктов газовыделения.
- 1.5. Система заполнения и опустошения ДФЗТС. В качестве рабочей жидкости использовался метанол, поскольку он совместим с медью. Для подачи метанола, необходимого для работы тепловой трубки, было установлено специальное устройство, состоящее из манометра с тремя путевыми клапанами, расположенного на конце конденсатора и предназначенного для вакуумирования термосифона с помощью механического вакуумного насоса и впрыска рабочей жидкости; инжектора для введения малых отмеренных объемов рабочей жидкости и прозрачной гибкой трубки, соединенной с манометром. Данное устройство предназначено для регулирования уровня заполнения и предотвращения инфильтрации окружающего воздуха при впрыске метанола после отсоединения от всасывающего насоса. На рис. 2 показаны испытываемый ДФЗТС и приборы для сбора данных.

Тепловая трубка испытывалась в переходном режиме, в котором включался электрический нагреватель и через равные промежутки времени отслеживалось повышение температуры до значения, соответствующего установившемуся состоянию.

1.6. Устройство для охлаждения тепловой трубки. Система охлаждения состоит из осевой охлаждающей рубашки, регулирующих клапанов и термостатической ванны, через которую проходит охлаждающая вода. Тепло отводится за счет циркуляции жидкости в водяной рубашке через конденсатор. Конденсатор размещен внутри медного коллектора, для принудительного пропускания охлаждающей воды по внешней поверхности тепловой трубки используется насос. Расход охлаждающей воды измеряется с помощью турбинного



Рис. 3. Схемы размещения термопар: 1 — испаритель, 2 — адиабатический участок, 3 — конденсатор, 4 — коллектор

расходомера. Водяная рубашка изготовлена из меди и имеет длину 460 мм, ширину 20 мм и толщину 1 мм. Две медные круглые трубки с внешним диаметром 20 мм, длиной 30 мм и толщиной стенки 1 мм приварены друг к другу на обоих концах медной водяной рубашки. Термостатическая ванна подключалась снаружи, в областях входа и выхода охлаждающей воды были установлены два термодатчика РТ100. Система водяного охлаждения изолирована толстым слоем коммерческого материала Armaflex с целью предотвращения потерь тепла в окружающую среду вследствие излучения и естественной конвекции.

1.7. Система нагрева. Тепловая трубка представляет собой металлический проводник. Нагревательный резистор используется для обеспечения необходимого количества тепла в испарителе. Нагреватель сопротивления в виде проволоки из силиконового каучука может быстро нагреваться до температуры, равной 180 °C, обеспечивая мощность, достаточную для быстрого нагрева поверхности испарителя, с которой он соприкасается. Для изоляции трубки используется электроизолятор. На испаритель термосифона спирально наматывается слой электроизоляции толщиной 0,2 мм, для фиксации силиконового нагревательного провода на тепловой трубке используется двухсторонний скотч. Источником нагрева является трансформатор переменного напряжения, вырабатывающий регулируемое переменное выходное напряжение в диапазоне 0 ÷ 250 В. Для измерения мощности тепла, подводимого к испарителю, использовались два цифровых мультиметра с погрешностью измерения 0,5 %. С целью уменьшения потерь тепла в окружающую среду использовались три слоя большой толщины из материала Armaflex для изоляции испарителя тепловой трубки и адиабатических участков. Для измерения температуры в испарителе, конденсаторе и адиабатическом участке тепловой трубки использовались термопары К-типа. На внешней поверхности тепловой трубки были равномерно размещены 20 термопар (рис. 3). На рис. 4 показана схема испытательного стенда термосифона (все размеры указаны в миллиметрах).

Для измерения температуры воды на входе в водяную рубашку и выходе из нее использовались два датчика РТ100. Контроль показаний термопар и датчиков РТ100 осуществлялся с помощью системы сбора данных НР Agilent 34970A, предназначенной для сканирования и хранения данных. Данные о количестве тепла собирались и анализировались с использованием программного обеспечения BenchLink Data Logger. В ходе испы-

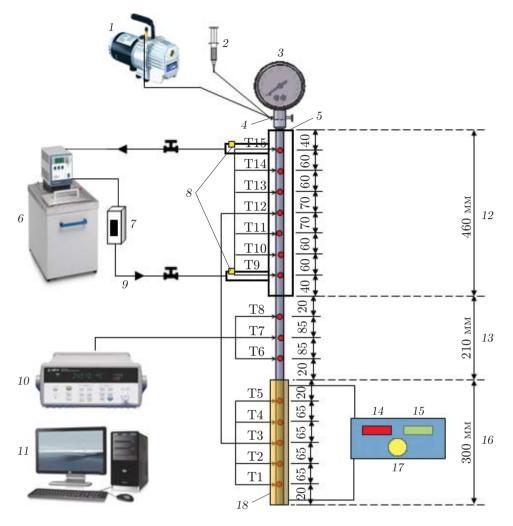


Рис. 4. Схема испытательного стенда:

1— вакуумный насос, 2— инжектор, 3— манометр, 4— клапан для заполнения и вакуумирования тепловой трубки, 5— водяная рубашка, 6— термостатическая ванна, 7— расходомер, 8— термодатчики РТ100, 9— подача охлаждающей воды, 10— акустическая система, 11— компьютер, 12— конденсатор, 13— адиабатический участок, 14— амперметр, 15— вольтметр, 16— испаритель, 17— трансформатор переменного тока, 18— электрическое сопротивление, T1–T15— термопары

таний термосифона при массовом расходе рабочей жидкости  $m_w = 0.2$ ; 0.3; 0.4; 0.5; 0.6; 0.7 кг/мин ее объем составлял 4, 5, 6, 7, 8, 9 мл соответственно. В качестве входных параметров использовались значения тепловой мощности P = 13.0; 18.6; 25.2; 32.8; 41.4 Вт и температуры охлаждающей воды T = 15, 20, 25, 30, 35 °C.

2. Калибровка измерительных устройств. Для обеспечения необходимой точности измерительных приборов была выполнена их калибровка. Два термодатчика РТ100 и 15 термопар были откалиброваны в рабочем диапазоне температур тепловой трубки (температура кипения метанола равна 65 °C) с использованием эталонного датчика и термостатической ванны с термостатическим нагревателем, термометром и устройством для гомогенизации температуры нагретой жидкости. Были построены калибровочные кривые. Установлено, что калиброванные данные хорошо согласуются с эталонными значениями, а стандартное отклонение находится в допустимом диапазоне (не превышает 0,19). С использованием постоянного контрольного объема (1 и 2 л) был откалиброван турбинный

расходомер, используемый для измерения массового расхода охлаждающей воды. С учетом времени, необходимого для полного заполнения контрольного объема, была проведена процедура калибровки расходомера. Массовый расход  $m_w = 0.2$  кг/мин равен массовому расходу охлаждающей жидкости со стандартным отклонением, не превышающим 0.002. Вольтметр и амперметр были откалиброваны с использованием клещевого амперметра. Отклонение калиброванных данных от фактических значений не превышает 0.01.

3. Основные уравнения. Производительность термосифона при различных условиях эксплуатации (тип рабочей жидкости, расход охлаждающей воды, мощность подводимого тепла) была рассчитана с использованием экспериментальных данных и приведенных ниже соотношений. Количество теплоты, переданной охлаждающей жидкости, пропорциональное разности температур охлаждающей воды на входе в конденсатор  $T_{w,in}$  и на выходе из него  $T_{w,out}$ , рассчитывается с использованием массового расхода  $m_w$ :

$$Q_c = m_w C_p (T_{w,out} - T_{w,in}).$$

КПД термосифона определяется как отношение количества тепла, поступающего из конденсатора  $Q_c$ , к количеству тепла, поступающего из испарителя  $Q_e$ :

$$\eta = Q_c/Q_e$$
.

Величина  $Q_e$  вычисляется по формуле

$$Q_e = Q_{in} = VI,$$

где V, I — напряжение и сила тока на электрическом резисторе соответственно. Погрешность измерения температуры термопарами составляла  $\pm 0,19$  °C, погрешность измерения массового расхода охлаждающей воды —  $\pm 0,001$  кг/мин. Для оценки влияния различных параметров на характеристики теплопередачи в двухфазном термосифоне в установившемся режиме использовались четыре критических параметра: общее тепловое сопротивление R, коэффициенты теплопередачи  $h_e$ ,  $h_c$  и полный коэффициент теплопередачи  $h_{tot}$ . Для расчета коэффициента теплопередачи в испарителе использовалось следующее соотношение [12]:

$$h_e = \frac{Q_{in}}{\pi d_i L_e (T_{e,ave} - T_{vap})},$$

коэффициент теплопередачи конденсатора  $h_c$  вычислялся по формуле [12]

$$h_c = \frac{Q_c}{\pi d_i L_c (T_{vap} - T_{c,ave})},$$

полный коэффициент теплопередачи  $h_{tot}$  — по формуле [12]

$$h_{tot} = \frac{Q}{A_e(T_{e,ave} - T_{c,ave})} = \frac{Q}{A_e(T_{e,ave} - T_{vap} + T_{vap} - T_{c,ave})},$$

где  $A_e = \pi d_i L_e$  — площадь внутренней поверхности испарителя. Поскольку внутренний диаметр испарителя  $d_i$  равен внутреннему диаметру конденсатора,

$$A_e = (L_e/L_c)A_c, (1)$$

где  $A_c$  — площадь внутренней поверхности конденсатора. Следовательно,

$$h_{tot} = \frac{1}{1/h_e + (L_e/L_c)/h_c}.$$

Согласно уравнению (1) полный коэффициент теплопередачи термосифона существенно зависит от коэффициентов теплопередачи испарителя и конденсатора. Общее тепловое

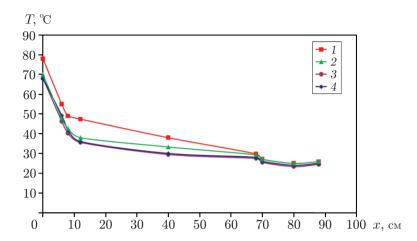


Рис. 5. Распределение температуры по длине тепловой трубки при мощности подводимого тепла P=13 Вт и различных значениях угла ее наклона:  $1-\alpha=15^\circ, 2-\alpha=45^\circ, 3-\alpha=65^\circ, 4-\alpha=75^\circ$ 

сопротивление R, определяемое как отношение разности температур испарителя и конденсатора к мощности нагрева, позволяет оценить тепловые характеристики двухфазного термосифона. Чем меньше значение R, тем больше КПД двухфазного термосифона. Общее тепловое сопротивление термосифона определяется следующим образом:

$$R = \frac{T_{e,ave} - T_{c,ave}}{Q_{in}},$$

или

$$R = \frac{1}{Q_{in}} \left( \frac{T_{e1} + T_{e2} + T_{e3} + T_{e4} + T_{e5}}{5} - \frac{T_{c1} + T_{c2} + T_{c3} + T_{c4} + T_{c5} + T_{c6} + T_{c7}}{7} \right).$$

4. Результаты исследования и их обсуждение. На рис. 5 приведено распределение температуры по длине тепловой трубки при различных значениях угла ее наклона и мощности подводимого тепла  $P=13~\mathrm{Bt}$ . При постоянной мощности подводимого тепла температура стенки тепловой трубки уменьшается с увеличением угла наклона. Это означает, что тепловое сопротивление увеличивается с увеличением угла наклона, следовательно, плавучесть, ускоряющая поток жидкости от конденсатора к испарителю, уменьшается с увеличением угла наклона. Следует отметить, что при углах наклона, не превышающих значения  $\alpha=15^{\circ}$ , температура стенки уменьшается достаточно медленно, а при углах наклона в диапазоне  $\alpha = 45 \div 75^{\circ}$  уменьшается быстро. Это обусловлено тем, что при увеличении угла наклона пар вступает в контакт со стенкой трубки до того момента, когда он достигнет конденсатора, что приводит к возникновению конденсации в адиабатической зоне трубки и уменьшению скорости конденсации, а следовательно, и количества передаваемого тепла. Из результатов эксперимента следует, что при значениях угла наклона в диапазоне  $\alpha = 45 \div 75^{\circ}$  КПД термосифона максимален. Согласно данным работы [34] наилучшие характеристики теплопроводности имели место при значениях угла наклона в диапазоне  $\alpha = 40 \div 70^{\circ}$ . В экспериментах, описанных в работе [35], при использовании этанола в качестве рабочей жидкости получены максимальные скорости теплообмена при углах наклона в диапазоне  $\alpha = 40 \div 75^{\circ}$ .

На результаты экспериментов влияет также определенное соотношение давления и температуры рабочей жидкости или скорости теплопередачи. В ходе испытаний в диапазоне углов наклона  $\alpha=45\div75^\circ$  распределение температуры вдоль тепловой трубки было

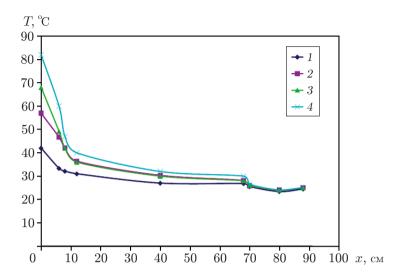


Рис. 6. Распределение температуры по длине тепловой трубки при R=50,7 Ом,  $\alpha=75^\circ$  и различных значениях силы тока, напряжения и мощности подводимого тепла:

$$1 - I = 0.52$$
 A,  $V = 25$  B,  $P = 13$  Bt,  $2 - I = 0.62$  A,  $V = 30$  B,  $P = 18.6$  Bt,  $3 - I = 0.82$  A,  $V = 40$  B,  $P = 32.8$  Bt,  $4 - I = 0.92$  A,  $V = 45$  B,  $P = 41.4$  Bt

приблизительно одинаковым, а давление пара практически постоянным. Если угол наклона трубки  $\alpha < 45^{\circ}$ , то давление пара резко возрастает. При этом повышаются давление внутри тепловой трубки и температура ее стенки. От давления жидкости внутри трубки зависит эффективность работы термосифона. Если в зону нагрева подводится теплота с докритическим давлением, жидкость на стенке трубки закипает. Пар поднимается в зону охлаждения и конденсируется на внутренних стенках трубки.

Согласно зависимостям, приведенным на рис. 6, уменьшение потребляемой мощности приводит к снижению производительности тепловой трубки и прекращению ее работы. Действительно, при малом энергопотреблении рабочая температура тепловой трубки уменьшается и становится недостаточной для испарения жидкости. Увеличение потребляемой мощности до 41,4 Вт не влияет на эффективность работы тепловой трубки (кривая 4 на рис. 6). Однако заполнение трубки до объема, превышающего оптимальный объем, приводит к тому, что в испарителе остается очень незначительный объем метанола в жидком состоянии. Дальнейшее увеличение потребляемой мощности приводит к увеличению рабочей температуры тепловой трубки, появлению сухих пятен на нагретой стенке и в конечном счете к высыханию испарителя. При избыточном давлении это может вызвать разрушение оболочки и здания.

На рис. 7 приведено распределение температуры по длине трубки для случаев изолированного и неизолированного адиабатических участков трубки при постоянной потребляемой мощности P=40 Вт и угле наклона  $\alpha=75^\circ$ . Видно, что изоляция адиабатической зоны приводит к увеличению температуры стенок испарителя, адиабатической зоны трубки и конденсатора, что обусловлено уменьшением теплообмена с внешней средой. Адиабатическая зона трубки имеет значительную площадь, на которой жидкость и пар соприкасаются и обмениваются теплом с окружающим воздухом. При этом теплообмен незначителен по сравнению с теплообменом в испарителе или конденсаторе.

В экспериментах использовались три варианта заполнения трубки жидкостью: минимальное, оптимальное и полное. Данные условия создавались в эксперименте, когда тепловая трубка работала в установившемся режиме, а температура в испарителе была близка

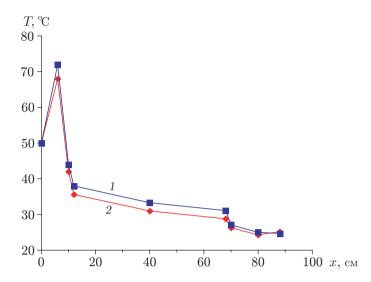


Рис. 7. Распределение температуры по длине трубки для случаев изолированного (1) и неизолированного (2) адиабатических участков трубки при постоянной потребляемой мощности P=40 Вт и угле наклона  $\alpha=75^\circ$ 

к температуре насыщения метанола. Согласно результатам экспериментов поведение метанола близко к его поведению в идеальном термодинамическом цикле. Это указывает на то, что объем заполняющей жидкости, превышающий оптимальный объем, оказывает негативное влияние на эффективность работы тепловой трубки. В действительности превышение оптимального объема заполняющей жидкости повышает рабочую температуру тепловой трубки и внутреннее давление, что может привести к разрыву оболочки. Для обеспечения безопасности при достижении значения давления  $6.4 \cdot 10^5$  Па необходимо остановить работу устройства. При больших объемах заполняющей жидкости может быть достигнут предел высыхания. Фактически образование пузырьков, обусловливающее локальную турбулентность, и разрушение границы раздела фаз жидкость — пар затрудняют возврат жидкости в испаритель, что приводит к появлению сухих пятен на нагретой стенке и высыханию испарителя. В термосифонах с большим расходом жидкости и сильными радиальными тепловыми потоками в испарителе наблюдается ограниченное кипение. В случае если радиальный тепловой поток в испарителе превышает критическое значение, температура стенки испарителя быстро повышается, что вызывает рост или схлопывание пузырьков вблизи стенки трубы и прерывание контакта рабочей жидкости с испарителем. С этим процессом непосредственно связан процесс роста пузырьков в жидкости. При заданном подводе тепла дно испарителя начинает высыхать, а температура стенок медленно увеличивается, что может привести к разрушению оболочки. Явление высыхания начинает проявляться в верхней части испарителя, если объем рабочей жидкости относительно небольшой. Установлено, что термосифон работает с максимальной эффективностью при низких температурах охлаждающей воды и малых скоростях потока, поскольку в этом случае коэффициент теплопередачи больше. Согласно данным работы [36] это объясняется тем, что уменьшение температуры поступающей охлаждающей воды вызывает уменьшение температуры конденсатора. Рабочая температура системы увеличивается по мере повышения температуры охлаждающей воды на входе. При уменьшении расхода жидкости температура на выходе увеличивается. Это можно объяснить тем, что меньший расход приводит к уменьшению скорости потока и, следовательно, к увеличению времени, в течение которого вода достигает конденсатора, поэтому количество накапливаемого тепла увеличивается. Кроме того, при уменьшении температуры охлаждения с 20 до 15 °C

производительность термосифона и скорость теплопередачи в конденсаторе уменьшаются до тех пор, пока разность температур на входе и выходе не достигнет минимального значения, равного 2 °C. Согласно выводам работы [37] производительность термосифона уменьшается по мере увеличения расхода охлаждающей воды. Оптимальная температура охлаждения составляет 20 °C, а оптимальный массовый расход — 0,2 кг/мин. Вода в теплообменнике и конденсаторе наиболее эффективно обменивается теплом при параметрах, соответствующих параметрам термостатической ванны.

Заключение. В работе приведены результаты экспериментальных исследований характеристик тепловой трубки при различных степени заполнения метанола в качестве рабочей жидкости, количестве подводимого тепла, массовом расходе жидкости, температуре охлаждающей воды и углах наклона трубок. Получены следующие основные результаты экспериментальных исследований. Оптимальное значение коэффициента заполнения трубки метанолом находится в диапазоне 64 ÷ 71 %. Оптимальная температура охлаждающей жидкости равна 20 °C. Чем выше производительность конденсатора, тем меньше скорость жидкости, в результате чего увеличивается продолжительность контакта тепловой трубки с жидкостью конденсатора и, следовательно, количество накопленного тепла. При значениях угла наклона трубки в диапазоне 45 ÷ 75° достигаются наибольшее значение температуры на выходе из тепловой трубки и ее максимальный КПД.

## ЛИТЕРАТУРА

- 1. **Srimuang W., Amatachaya P.** A review of the applications of heat pipe heat exchangers for heat recovery // Renewable Sustainable Energy Rev. 2012. V. 16. P. 4303–4315.
- 2. Chang Y. W., Cheng C. H., Wang J. C., Chen S. L. Heat pipe for cooling of electronic equipment // Energy Convers. Management. 2008. V. 49. P. 3398–3404.
- 3. Chilbule P. V., Dhole L. P. Heat pipe integrated solar thermal systems and applications: A review // Materials Today: Proc. 2022. V. 60. P. 1491–1496.
- 4. Yau H. Y., Ahmadzadehtalatapeh M. A review on the application of horizontal heat pipe heat exchangers in air conditioning systems in the tropics // Appl. Thermal Engng. 2010. V. 30. P. 77–84.
- 5. **Zhang H., Zhuang J.** Research, development and industrial application of heat pipe technology in China // Appl. Thermal Engng. 2003. V. 23. P. 1067–1083.
- 6. **Taamneh Y.** Thermal analysis of gas turbine disk integrated with rotating heat pipes // Case Studies Thermal Engng. 2017. V. 10. P. 335–342.
- 7. Yan B. H., Wang C., Li L. G. The technology of micro heat pipe cooled reactor: A review // Ann. Nuclear Energy. 2020. V. 135. 106948.
- 8. Shiraishi M., Terdtoon P., Murakami M. Visual study on flow behavior in an inclined two-phase closed thermosyphon // Heat Transfer Engng. 1995. V. 16. P. 53–59.
- 9. Khandekar S., Joshi Y. M., Mehta B. Thermal performance of closed two-phase thermosyphon using nanofluids // Intern. J. Thermal Sci. 2007. V. 47. P. 659–667.
- 10. Kamyar A., Ong K. S., Saidur R. Effects of nanofluids on heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2013. V. 65. P. 610–618.
- 11. **Joudi K. A., Witwit A. M.** Improvements of gravity assisted wickless heat pipes // Energy Convers. Management. 2000. V. 41. P. 2041–2061.
- 12. **Zhao Z.**, **Jiang P.**, **Zhou Y.**, **et al.** Heat transfer characteristics of two-phase closed thermosyphons modified with inner surfaces of various wettabilities // Intern. Comm. Heat Mass Transfer. 2019. V. 103. P. 100–109.

- 13. Said S. A., Akash B. A. Experimental performance of a heat pipe // Intern. Comm. Heat Mass Transfer. 1999. V. 26. P. 679–684.
- 14. **Booddacham K., Tantakom P., Terdtoon P., Polchai A.** Thermal behavior of a HPDE thermosyphons // Proc. of the 5th Intern. heat pipe symp., Melbourne (Australia). S. l., 1996. P. 288–294.
- 15. Anandan S. S., Sundarababu J., Ravi R., Shivaprasad K. V. Influence of fill ratio on thermal characteristics of gravity assisted two phase closed thermosyphon // AIP Conf. Proc. 2021. V. 2316. 030022.
- 16. Paramatthanuwat T., Boothaisong S., Rittidech S., Booddachan K. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon using de ionized water mixed with silver nano // Heat Mass Transfer. 2010. V. 46. P. 281–285.
- 17. Park Y. J., Kang H. K., Kim C. J. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon to the fill charge ratio // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2002. V. 45. P. 4655–4661.
- 18. Sarmasti Emami M. R., Noie S. H., Khoshnoodi M. Effect of aspect ratio and filling ratio of an inclined two-phase closed thermosyphon // Iran. J. Sci. Technol. Trans. B. Engng. 2008. V. 32. P. 39–51.
- 19. **Noie S.** Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon // Appl. Thermal Engng. 2005. V. 25. P. 495–506.
- 20. Zhu H., Wang J., Zhang Q., Tu C. Experimental study on transient behavior of semi-open two-phase thermosyphons // J. Zhejiang Univ. Sci. 2004. V. 5. P. 1565–1569.
- 21. Farsi H., Joly J. L., Miscevic M., et al. An experimental and theoretical investigation of the transient behavior of a two-phase closed thermosyphon // Appl. Thermal Engng. 2004. V. 23. P. 1895–1912.
- 22. Jouhara H., Martinet O., Robinson A. J. Experimental study of small diameter thermosyphons charged with water, FC-84, FC-77 & FC-3283 // Appl. Thermal Engng. 2010. V. 30. P. 201–211.
- 23. Sadripour S. Investigation of flow characteristics and heat transfer enhancement in a nanofluid flow in a corrugated duct // J. Appl. Mech. Tech. Phys. 2018. V. 59, N 6. P. 1049–1057.
- 24. **Hemmat Esfe M., Akbari M., Karimipour A.** Mixed convection in a lid-driven cavity with an inside hot obstacle filled by an Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water nanofluid // J. Appl. Mech. Tech. Phys. 2015. V. 56, N 3. P. 443–453.
- 25. Kozulin I. A., Kuznetsov V. V. Statistical characteristics of two-phase gas-liquid flow in a vertical microchannel // J. Appl. Mech. Tech. Phys. 2011. V. 52, N 6. P. 956–964.
- 26. Bhuwakietkumjohn N., Parametthanuwat T. Thermal performance of a top heat mode closed-loop oscillating heat pipe with a check valve (THMCLOHP/CV) // J. Appl. Mech. Tech. Phys. 2015. V. 56, N 3. P. 479–485.
- 27. **Thongdaeng S., Bubphachot B., Rittidech S.** Two-phase flow patterns of a top heat mode closed loop oscillating heat pipe with check valves (THMCLOHP/CV) // J. Appl. Mech. Tech. Phys. 2016. V. 57. P. 1101–1107.
- 28. **Seryakov A. V.** Characteristics of low-temperature short heat pipes with a nozzle-shaped vapor channel // J. Appl. Mech. Tech. Phys. 2016. V. 57, N 1. P. 69–81.
- 29. Bhuwakietkumjohn N., Rittidech S., Pattiya A. Heat-transfer characteristics of the top heat mode closed-loop oscillating heat pipe with a check valve (THMCLOHP/CV) // J. Appl. Mech. Tech. Phys. 2012. V. 53, N 2. P. 224–230.
- 30. **Ivanova N. A., Bezuglyi B. A.** Thermocapillary vortices induced by a light beam near a bubble surface in a Hele-Shaw cell // J. Appl. Mech. Tech. Phys. 2005. V. 46, N 5. P. 691–696.

- 31. **Saffari H., Moosavi R.** Numerical study of the influence of geometrical characteristics of a vertical helical coil on a bubbly flow // J. Appl. Mech. Tech. Phys. 2014. V. 55, N 6. P. 957–969.
- 32. Gorelikova A. E., Randin V. V., Chinak A. V. Dependence of the bubble velocity in an inclined flat channel on the gas volume fraction and bubble diameter // J. Appl. Mech. Tech. Phys. 2023. V. 64, N 1. P. 73–78.
- 33. **Haddout Y., Oubarra A., Lahjomri J.** Gaseous slip flow forced convection in a micropipe and parallel-plate microchannel with a piecewise uniform wall heat flux and axial heat conduction // J. Appl. Mech. Tech. Phys. 2020. V. 61, N 6. P. 945–954.
- 34. Payakaruk T., Terdtoon P., Ritthidech S. Correlations to predict heat transfer characteristics of an inclined closed two-phase thermosyphon at normal operating conditions // Appl. Thermal Engng. 2000. V. 20, N 9. P. 781–790.
- 35. Negishi K., Sawada T. Heat transfer performance of an inclined two-phase closed thermosyphon // Intern. J. Heat Mass Transfer. 1983. V. 26. P. 1207–1213.
- 36. Ling L., Zhang Q., Yu Y., Liao S. Experimental investigation on the thermal performance of water cooled multi-split heat pipe system (MSHPS) for space cooling in modular data centers // Appl. Thermal Engng. 2016. V. 107. P. 591–601.
- 37. **Mirshahi H., Rahimi M.** Experimental study on the effect of heat loads, fill ratio and extra volume on performance of a partial-vacuumed thermosyphon // Iran. J. Chem. Engng. 2009. V. 6. P. 15–26.

Поступила в редакцию 31/I 2023 г., после доработки — 27/V 2023 г. Принята к публикации 26/VI 2023 г.