

03

Экспериментальное исследование кипения наножидкостей в термосифонах

© В.М. Кисеев, О.В. Сажин

Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина,
Институт естественных наук и математики,
620002 Екатеринбург, Россия
e-mail: oleg.sazhin@urfu.ru

Поступило в Редакцию 22 мая 2023 г.

В окончательной редакции 8 июля 2023 г.

Принято к публикации 24 июля 2023 г.

Проведены исследования коэффициента теплоотдачи и термического сопротивления для контурного термосифона с высокой плотностью теплового потока в транспортной зоне, а также исследования критического теплового потока с использованием традиционного термосифона. Измерения проведены для чистой воды, воды с пористыми покрытиями поверхности парообразования и наножидкости при прочих равных условиях с использованием технически полированных медных поверхностей в качестве поверхности кипения. Выявлен механизм формирования нанорельефа на парогенерирующих поверхностях термосифонов и увеличение за счет этого коэффициента теплоотдачи и критического теплового потока. Предложена динамическая модель формирования этого нанорельефа. Проведены ускоренные и длительные ресурсные испытания контурного термосифона, заполненного водой с наночастицами оксида железа и оксида меди, и показана его устойчивая работоспособность.

Ключевые слова: двухфазные теплопередающие устройства, коэффициент теплоотдачи, критический тепловой поток, наножидкость, термосифон, теплоноситель, термическое сопротивление.

DOI: 10.61011/JTF.2023.10.56278.134-23

Введение

Одной из основных проблем современной теплофизики является проблема эффективной передачи тепловой энергии и обеспечения тепловых режимов различных систем и оборудования. Для решения этой проблемы часто применяется фазовый переход и связанный с этим процессом теплообмен, который занимает особое место среди физических явлений, используемых в природе и технике. В этой связи повышенный интерес и широкое распространение получили исследования потенциальных наножидкостных теплоносителей.

Впервые предложенная С.У. Чоєм и Дж.А. Истмэнэм [1] концепция наножидкостей, которая на самом деле представляет собой суспензию наночастиц, изучалась многими исследователями. В настоящее время основное внимание уделяется фазово-изменяющейся теплопередаче наножидкостей, в то время как ранее они анализировались на предмет теплопроводности и теплопередачи в однофазном потоке [1–6]. Постоянно растущую популярность приобретает применение наножидкостей для фазово-изменяющейся теплопередачи в тепловых трубах [7–14].

За последнее десятилетие было проведено множество экспериментов по зародышевому кипению наножидкостей как в большом объеме, так и в реальных теплопередающих устройствах (тепловых трубах и термосифонах). Количество публикаций в этом направлении, зачастую противоречивых, исчисляется сотнями [15–19].

Нами взяты за основу обзорные работы [20,21]. Обзор Джадхавы и коллег [20] представляет особый интерес, в нем проанализированы доступные исследования и представлены ключевые проблемы, препятствующие усилению критического теплового потока (CHF). Среди выводов этого обзора можно процитировать следующие утверждения.

1. Критический тепловой поток в наножидкости зависит от типа материала наночастиц. При кипении наножидкости наночастицы осаждаются на поверхности нагревателя и образуют покрытие. Наноматериалы с более короткими длинами волн Рэлея-Тейлора, нанесенные на поверхность нагревателя, демонстрируют более высокое усиление CHF, в то время как материал с большими длинами волн Рэлея-Тейлора демонстрирует более низкое усиление CHF.

2. Для размеров наночастиц в пределах наноразмера существенных различий в величине CHF нет. Но при сравнении размера частиц в нано- и микродиапазоне наблюдается значительное увеличение CHF для размера частиц в нанодиапазоне по сравнению с размером частиц в микродиапазоне.

3. С увеличением концентрации наночастиц происходит усиление CHF до определенной концентрации, затем усиление CHF уменьшается. Исследователи отметили, что осаждение наночастиц на поверхности нагревателя приводит к усилению CHF. При этом авторы отмечают необходимость выяснения детального влияния концен-

траций наночастиц на модификацию поверхности и механизм усиления CHF.

Н. Ghorabae и коллеги представили всесторонний обзор исследований доминирующих механизмов теплопередачи при использовании наножидкостей в традиционных термосифонах (ТТС) [21]. В частности, выполнено обобщение влияния подводимого тепла, типа и концентрации наночастиц на тепловые характеристики ТТС. В результате авторы пришли к ряду выводов, а именно наножидкости значительно улучшают тепловые характеристики ТТС за счет снижения теплового сопротивления и повышения тепловой эффективности ТТС; тепловые характеристики ТТС сильно зависят от рабочих параметров, особенно от типа наночастиц, их концентрации и добавления поверхностно-активного вещества, а также от тепловых нагрузок; кроме того, тепловые характеристики ТТС при различной подводимой теплоте удивительным образом зависят от типа наножидкости. В обзоре также показан широкий спектр применения тепловых трубок на основе наножидкости в энергетических системах. В заключении выявляются некоторые проблемы и вносятся предложения по совершенствованию будущих исследований.

Таким образом, анализируя результаты экспериментальных исследований фазовых превращений в неравновесной системе „наножидкость–пар“, представленных в открытой литературе, можно заключить, что детально не исследованы механизмы теплопередачи на поверхности парообразования и не обсуждаются возможности длительного использования термосифонных систем, а получение стабильной наножидкости до сих пор остается достаточно сложной задачей. Кроме того, существует много противоречий с точки зрения объяснения влияния наножидкостей на улучшение теплопередачи в двухфазных теплообменных устройствах, и в большинстве работ не рассматриваются долгосрочные испытания. Именно по этой причине настоящее исследование охватывает традиционные термосифонные системы и фокусируется на определении влияния наножидкости на теплообмен в контурном термосифоне, заправленном наножидкостями оксид железа/вода и оксид меди/вода. Основными задачами нашего исследования являются:

- использовать наножидкости в качестве теплоносителей (включая испытание на длительный срок эксплуатации) для устройств терморегулирования, и сравнить полученные результаты с результатами для чистых рабочих жидкостей;
- получить распределение наночастиц до и после использования в контурном термосифоне;
- разработать систему терморегулирования на основе контурных термосифонов для светодиодных модулей (и других подобных источников тепловыделения) с плоским цилиндрическим испарителем и фронтальной тепловой нагрузкой;
- исследовать кризис кипения наножидкости в традиционном термосифоне, и сравнить эти данные для

чистой воды и на пористых покрытиях поверхности парообразования.

1. Экспериментальные устройства и методики

1.1. Экспериментальная установка для исследования контурного термосифона

Контурный термосифон (КТС) показан на рис. 1. Он включает в себя следующие компоненты: полость испарителя 1 для пара 8 и жидкости 7, канал для пара 3 и канал для жидкости 5, соединенные между собой испарителем 1 и змеевиковым (КТС1) конденсатором 4, расположенным в радиаторе 6. Паровой канал 3, жидкостный канал 5 и конденсатор 4 КТС могут быть выполнены из гибких трубок, в то время как радиатор 6, в котором размещен конденсатор 4, может быть расположен в любом месте (над испарителем) с максимальной естественной конвекцией. При таком расположении радиатора жидкостный канал 5 собирает столб жидкости с перепадом давления ΔP_g после конденсации пара в конденсаторе 4. Это обеспечивает возврат конденсата в испаритель 1, тем самым завершая цикл „испарение–конденсация“ и обеспечивая циркуляцию рабочей жидкости. Светодиоды 2 расположены на теплопроводящей металлической подложке (светодиодной матрице) 9, а именно на нижней поверхности испарительной полости 1. КТС, из которого ранее удалился воздух (откачка до давления 10^{-2} mbar), заправлен рабочей жидкостью. При включении светодиода 2 излучают световую энергию и выделяют тепловую энергию, которая передается через подложку 9 жидкости 7 в полости испарителя 1. Жидкость испаряется или кипит (в зависимости от теплового потока) и превращается в пар. Пар 8 имеет большее давление, чем пар в конденсаторе 4, из-за разницы температур между ними.

Таким образом, пар проходит через паровой канал 3 в конденсатор 4, где он высвобождает свое скрытое тепло при преобразовании в жидкость (конденсации). Выделяющееся в конденсаторе тепло затем излучается в окружающую среду радиатором 6. Под действием силы тяжести образовавшийся конденсат возвращается через жидкостный канал 5 в полость испарителя 1, тем самым замыкая теплообменный цикл испарение–конденсация. Для предотвращения перемещения пара по жидкостному каналу, т.е. чтобы обеспечить его движение по паровому каналу при запуске КТС, диаметр жидкостного канала был уменьшен и погружен в жидкость испарителя 7. Испаритель КТС представлял собой медную полость в форме таблетки наружным диаметром 60 mm, высотой 25 mm и толщиной стенок 2 mm. Паровой канал, змеевиковый конденсатор (четыре секции вертикальных труб: три витка с шагом 25 mm), жидкостный канал и входной жидкостный канал были изготовлены из медных

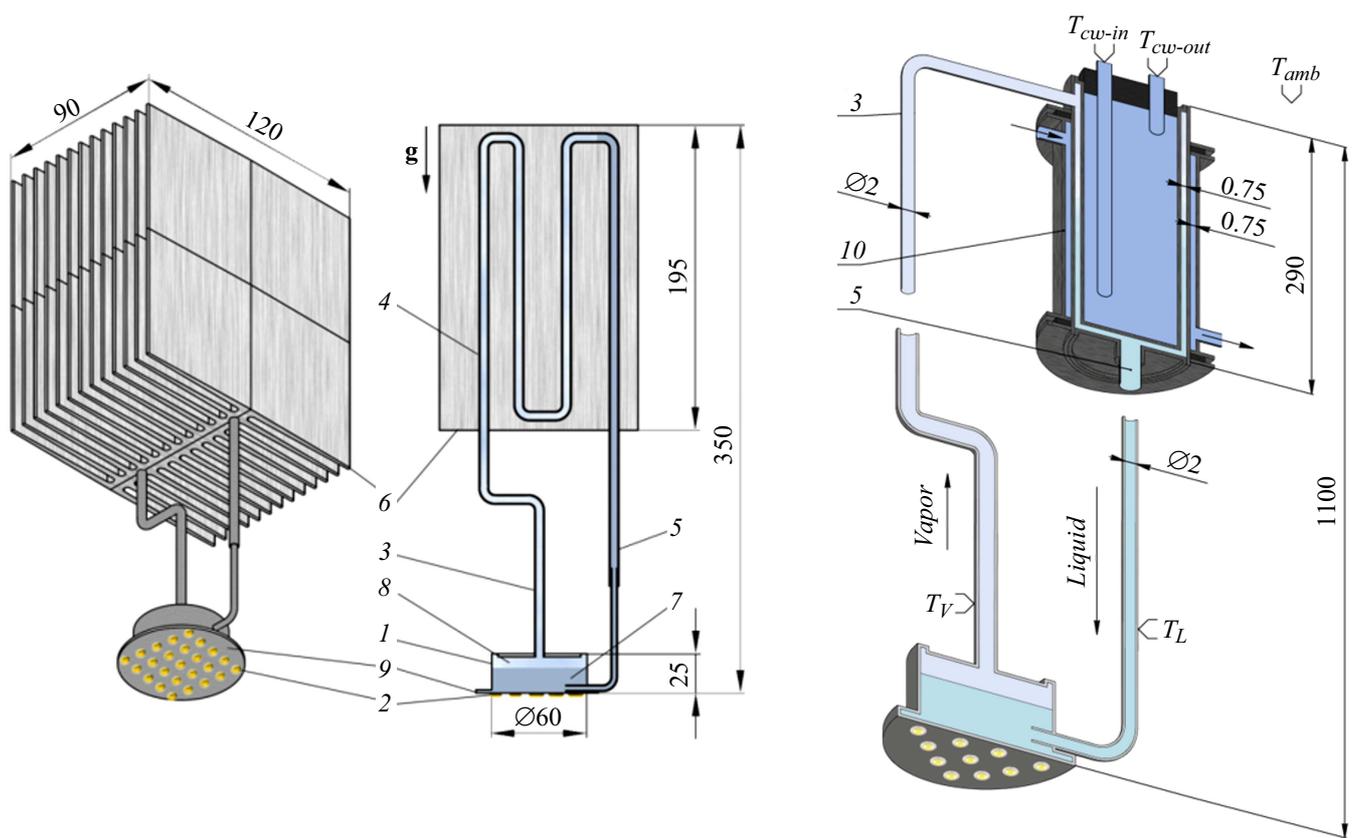


Рис. 1. Принципиальная схема контурных термосифонов КТС1 (слева) и КТС2 (справа), используемых для охлаждения светодиодной матрицы: 1 — испаритель; 2 — светодиоды; 3 — паровой канал; 4 — конденсатор; 5 — жидкостный канал; 6 — радиатор; 7 — жидкость; 8 — пар; 9 — светодиодная матрица; 10 — водоохлаждаемая оболочка. На рисунке показано направление силы тяжести.

трубок с внутренним диаметром $4 \times 1 \text{ mm}$, $4 \times 1 \text{ mm}$, $2 \times 0.5 \text{ mm}$ и $1 \times 0.25 \text{ mm}$ соответственно. Для передачи выделяющегося тепла в окружающую среду использовался ребристый радиатор размером $120 \times 195 \times 90 \text{ mm}$ (КТС1). Общая площадь ребристой поверхности радиатора (КТС1) составила 0.48 m^2 . На внутренней поверхности радиатора был установлен змеевиковый конденсатор. С использованием термопасты две половинки радиатора были скреплены болтами так, что змеевик оказался внутри радиатора. Радиатор был изготовлен из алюминия. Размеры КТС показаны на рис. 1. КТС2 отличался от КТС1 коаксиальным (труба в трубе внутренним диаметром 23 mm , длиной 290 mm , с внутренним зазором 0.75 mm) водоохлаждаемым конденсатором для обеспечения большей тепловой нагрузки, и имел общую высоту 1100 mm . Паровой и жидкостной каналы имели меньшие внутренние диаметры — $2 \times 0.5 \text{ mm}$, чтобы реализовать транспорт тепла подобно транспорту электричества.

В качестве нагревателя использовались как светодиодная матрица, так и резистивный пленочный нагреватель MINCO (КТС1), в то время как для КТС2 использовался более мощный резистивный нагреватель в форме таблетки. Нагреватели крепились посредством

теплопроводной пасты к поверхности испарителя, были тщательно изолированы и проверены на рассеивание тепла наружу. Отклонение от номинальной тепловой нагрузки не превысило 3%.

На рис. 2 показана схема экспериментальной установки и расположение термопар. Экспериментальное исследование предполагает получение температур в определенных точках контурного термосифона в зависимости от номинальной тепловой нагрузки. Тепловая нагрузка предназначена для имитации фактического теплового потока светодиодов. Были выбраны следующие места на термосифоне: А — между испарителем и нагревателем; измерялась температура T_{ev} на стенке нагревателя; В — верхняя точка испарителя; измерялась температура пара T_v ; С — вблизи входа в испаритель; измерялась температура жидкости в трубе конденсатора T_l и F — измерение температуры окружающей среды T_{amb} .

1.2. Экспериментальная установка для исследования процесса кипения в традиционном термосифоне

Для исследования парообразования при кипении на- жидкостей была разработана и изготовлена экспери-

ментальная установка, схематический чертеж которой показан на рис. 3.

Экспериментальная установка представляет собой традиционный термосифон с торцевым подводом тепла от теплового клина. Она позволяет измерять коэффициент теплоотдачи в широком диапазоне изменений плотности теплового потока и давления насыщения рабочей жидкости. Тепловой клин *1* представлял собой медную деталь, состоящую из двух цилиндров: цилиндра диамет-



Рис. 4. Поверхность нагрева медного клина.

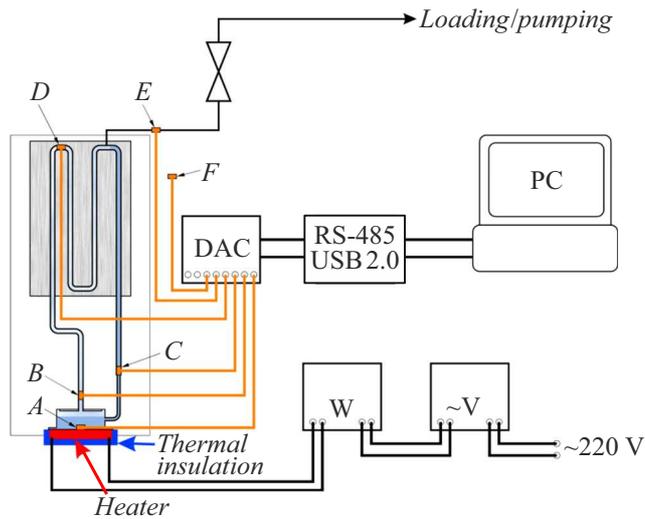


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментальной установки для измерения температуры в определенных местах термосифона: А–F — места расположения термопар; DAS — система сбора данных; W — ваттметр; V — вольтметр.

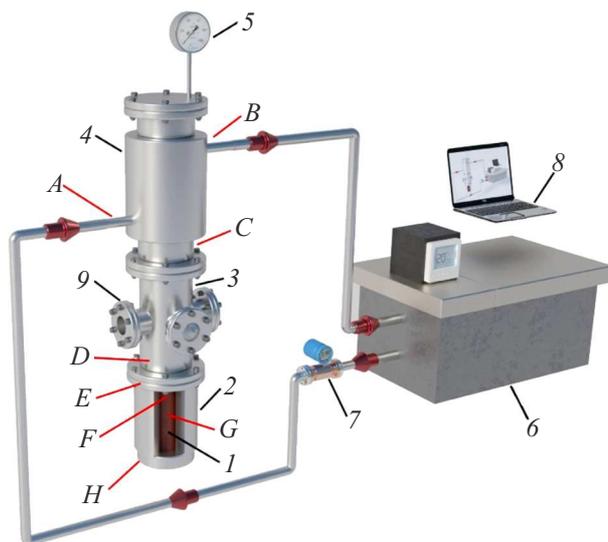


Рис. 3. Принципиальная схема экспериментальной установки для измерения коэффициента теплоотдачи (НТС) и критического теплового потока (CHF): 1 — электронагреватель с тепловым клином; 2 — защитный нагреватель; 3 — рабочая камера; 4 — конденсатор; 5 — манометр; 6 — термостат; 7 — расходомер; 8 — системы сбора данных, 9 — смотровое окно. А–Н — расположение термопар.

ром 80 mm и высотой 140 mm, содержащего омический нагреватель, и второго цилиндра диаметром 20 mm и длиной 60 mm, являющегося рабочей поверхностью для монтажа. На боковой поверхности меньшего цилиндра в верхней точке имелось тупиковое отверстие диаметром 2 mm для размещения термодатчика (термопара медь–константан, расположенная в точке *E*, на рис. 3), который измеряет температуру нагревательной поверхности контакта с рабочей жидкостью ($T_E = T_{ev} = T_h$). На расстоянии $l = 30 \pm 0.1$ mm ниже имелось еще одно отверстие, направленное в центр цилиндра (T_F). Тепловой поток измерялся с помощью этих термопар и разности температур ($T_E - T_F$). Тепловой клин был прикреплен к фланцу рабочей камеры серебряным припоем (рис. 4). Герметичная рабочая камера *3* для визуальных наблюдений оборудована смотровыми окнами, одно из которых предназначено для освещения. В верхней части рабочей камеры расположен конденсатор *4* с общей поверхностью конденсации 300 cm². На верхнем фланце установлен манометр *5*.

Циркуляция термостатируемой воды для сброса тепла с конденсатора с заданным расходом осуществлялась с помощью термостата U-16 *6*. Расход воды (при температуре воды 20–40°C и массовом расходе через теплообменник до 40 g/s) измеряли расходомером *7* с погрешностью 1 g/s.

Для контроля рабочих температур исследовательских объектов использовались медь–константановые термопары (тип термопары Т Z2-T-PFA-ТТ-1/0.08-1.0-Т), расположенные в определенных местах (рис. 2,3). Регистрация температуры проводилась следующим образом. После подачи напряжения и измерения входной мощности (тепловой нагрузки) система сбора данных начала измерять температуру с течением времени. Затем, когда температура стабилизировалась, экспери-

ментальный запуск продолжался до 1 h, при этом температура по-прежнему регистрировалась прибором DAS (Россия, Owen TRM-148) 8. Наконец, после завершения эксперимента измеренные температуры усреднялись и рассчитывалось стандартное отклонение. Максимальная погрешность измерения температуры термопары составляла 0.2 К. Максимальная погрешность прибора учета мощности (ваттметр цифровой CP3010) составляла 0.1% от конечного значения диапазона измерения мощности, а максимальная погрешность коэффициента теплоотдачи (НТС) и критического теплового потока (CHF) оценивалась в 3.5%. Чтобы предотвратить утечку тепла в окружающую среду, поверхность теплового клина была окружена защитным нагревателем 2.

Тепловой поток измерялся тремя способами.

1. Измерение электрической мощности, подаваемой на основной нагреватель.

2. Измерение теплового потока вдоль теплового клина за счет его теплопроводности в соответствии с законом Фурье:

$$Q = -k \nabla T S_h \approx k(T_E - T_F) S_h / l, \quad (1)$$

где k — теплопроводность медного клина и $(T_E - T_F)/l$ — температурный градиент в заданных точках размещения термопар на тепловом клине, S_h — поперечное сечение теплового клина.

3. Для заданного массового расхода \dot{m} , [kg/s] воды, охлаждающей конденсатор, ее удельной теплоемкости c_l , [J/(kg·K)] и разности температур на входе (T_A) и выходе (T_B) из рубашки охлаждения конденсатора тепловой поток есть

$$Q = \dot{m} c_l (T_B - T_A). \quad (2)$$

Коэффициент теплоотдачи (НТС) h определялся по выражению

$$h = \frac{Q}{S_h} / (T_E - T_D); \quad S_h = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (3)$$

где $q = Q/S_h$ — плотность теплового потока, d — диаметр второго цилиндра и $T_v = T_D$ — температура пара.

1.3. Приготовление наножидкостей

Согласно методике, предложенной Асади и коллегами, приготовление наножидкости представляло собой трехэтапную процедуру [6]. Сначала в дистиллированную и деионизированную воду в цилиндре добавляли высокодисперсный порошок Fe_xO_y (или Cu_xO_y), изготовлены и исследованы в институте электрофизики УрО РАН, Екатеринбург (<http://ier.uran.ru>). Оксиды металлов выбраны из-за их сродства с используемыми материалами и теплоносителями в КТС и слабой химической активности, что важно для закрытых двухфазных систем из-за возможного газовыделения и блокирования зоны конденсации, приводящей к ухудшению тепловых характеристик тепловых труб и термосифонов.

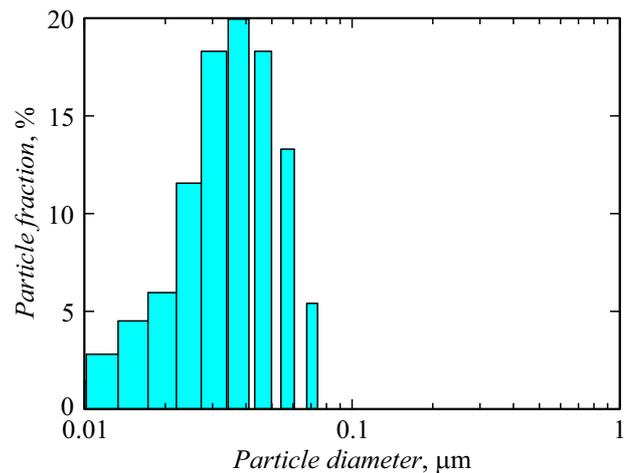


Рис. 5. Типичное распределение частиц по размерам в наножидкости.

Полученную смесь помещали в ультразвуковой диспергатор мощностью до 5 kW на 10–15 min. Методы ультразвуковой вибрации широко распространены, и большинство исследователей используют эти методы для получения стабильных наножидкостей. Для оценки качества приготовленной наножидкости смесь помещали в лазерный анализатор размера частиц SHIMADZU SALD-7101, который измерял распределение частиц по размерам. Типичные результаты измерений представлены на рис. 5. Эту процедуру повторяли для каждого раствора. Приготовленные растворы имели следующие массовые концентрации: $w = 2.0, 1.5, 1.0$ и 0.5% . Распределение частиц по размерам составляло для Fe_xO_y от 15 до 75 nm и для Cu_xO_y от 35 до 105 nm.

2. Результаты и обсуждение

2.1. Двухфазные КТС с наножидкостями

Экспериментальная методика предполагала получение данных о рабочих параметрах КТС в виде зависимости между температурой контрольных точек и тепловой нагрузкой Q . Влияние объема заправки незначительно, однако минимальная температура соответствовала объему заправки в 15 ml для КТС1 (25% от полной заправки, равной 61 ml или 31% от объема испарителя, равного 48 ml), и дальнейшие измерения проводились при этом объеме заправки. При такой заправке (15 ml) толщина слоя жидкости в испарителе КТС1 (при отсутствии тепловой нагрузки) составляет около 6 mm. Температуры КТС были измерены в точках $A-F$, указанных на рис. 2. Для каждой тепловой нагрузки Q измерения проводились до и после перехода системы в установившийся режим. На рис. 6 показаны основные температуры КТС1, а именно температура в зоне контакта нагревателя и поверхности испарителя T_h , температура пара на выходе из испарителя T_v , температура жидкости на входе в

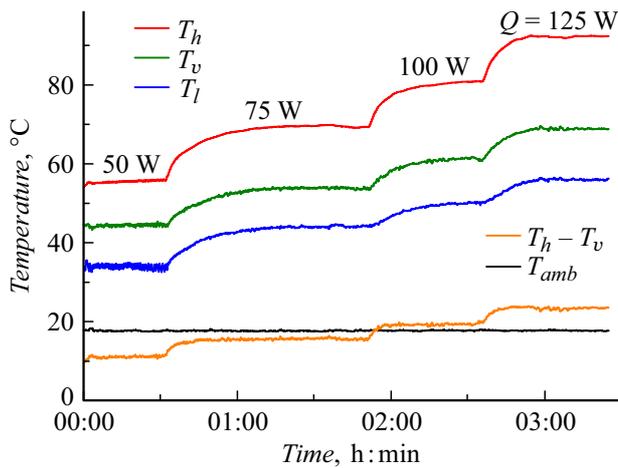


Рис. 6. Основные температуры КТС1 с наножидкостью Fe_3O_4 /вода (массовая концентрация: $w = 2.0\%$) при различных тепловых нагрузках Q .

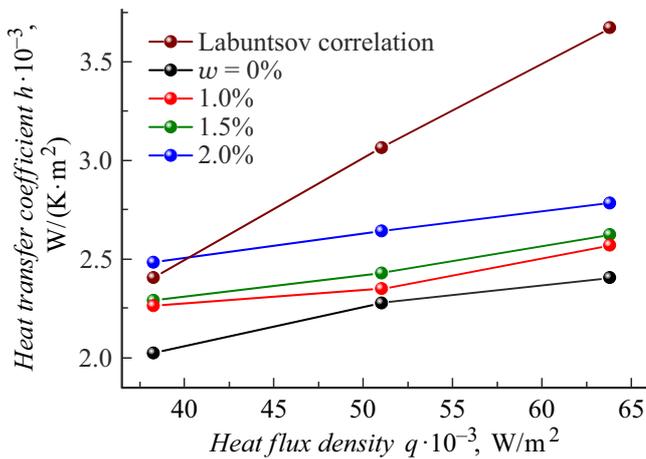


Рис. 7. Влияние наножидкости на коэффициент теплоотдачи h при различных массовых концентрациях w наночастиц (КТС1).

паритель T_l , разность температур $T_h - T_v$ и температура внешней среды T_{amb} при различных тепловых нагрузках и естественной конвекции радиатора в случае массовой концентрации наночастиц $w = 2.0\%$.

Чтобы определить влияние наножидкости на процесс, происходящий в термосифоне, мы рассчитали коэффициент теплопередачи при испарении (НТС), используя уравнение (3), где Q — тепловая нагрузка; S_h — площадь поверхности подводимого тепла $23.7 \cdot 10^{-4} m^2$ (КТС1и КТС2); а T_h и T_v — температуры нагревателя и пара в точках A и B (рис. 2) соответственно. Исследования максимального теплового потока (СНФ) не проводились из-за ограниченной поверхности радиатора для естественной конвекции.

Экспериментальные результаты, показанные на рис. 7, демонстрируют влияние массовых концентраций на повышение НТС (h) наножидкости (КТС1) ($w = 0, 1.0, 1.5$ и $2 mass\%$). При концентрации $w = 2.0\%$ увеличение

составляет 20–25% с учетом того, что КТС сам по себе является эффективным теплопередающим устройством.

Сложность процессов зародышевого парообразования такова, что точные, надежные теории проектирования, основанные на анализе, еще не доступны. Как следствие, для прогнозирования коэффициентов теплоотдачи при кипении в большом объеме используются полностью эмпирические методы. В эксперименте по кипению в большом объеме измеряют перегрев стенки ΔT в зависимости от плотности теплового потока q , и из его определения получают коэффициент теплоотдачи при зародышевом кипении ($h \equiv q/\Delta T$). Были предложены буквально сотни корреляций кипения в большом объеме. Корреляции кипения в данном случае обычно формулируются таким образом, что выражения в виде $h \propto q^n$ (n порядка $2/3$ или 0.7) легче всего применять, поскольку тепловой поток является заданной расчетной переменной, в то время как температура стенки в ΔT неизвестна и является частью решения. Ниже представлена классическая корреляция Лабунцова (1973) [22]:

$$h = 0.075 \left(1 + 10 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right)^{0.67} \right) \left(\frac{k^2}{\eta_l / \rho_l \sigma T_s} \right)^{0.33} q_h^{0.67}, \tag{4}$$

которая также приведена на рис. 7 для чистой воды (корреляция Розенау (1962) [23] дает похожие результаты). Как видно из рис. 7, расчетные и экспериментальные значения хорошо согласуются при низком тепловом потоке (менее $40 kW/m^2$); впоследствии отклонение постепенно увеличивается. Это связано с тем, что режим теплопередачи в испарителе КТС не похож на теплопередачу при кипении в большом объеме в диапазоне тепловых потоков $45-65 kW/m^2$. Значение НТС также увеличивается с увеличением теплового потока при всех рабочих температурах.

Эти результаты были получены в 2012 г. Затем КТС1 был оставлен на хранение на 6 лет. Дальнейшие исследования КТС1 были продолжены в мае 2018 г. Полученные результаты представлены на рис. 8.

Как видно из анализа этих данных, коэффициент теплопередачи не изменился в пределах погрешности измерения: кривая $w = 2\%$ (2018) примерно совпадает с кривой $w = 2\%$ (2012). В связи с этим из термосифона была удалена рабочая жидкость и проанализировано содержание оксида железа (Fe_xO_y) в образцах (отбор проб рабочей жидкости после работы в КТС1). Анализ проводился на атомно-абсорбционном спектрофотометре Shimadzu AA-7000. Концентрация оксида железа (Fe_xO_y) через 6 лет эксплуатации КТС1 при 2%-ном содержании оксида железа составила 0.023% по массе (относительное стандартное отклонение результатов измерений составило 7.5%).

Это означает, что количество оксида железа в наножидкости, заправленной в 2012 г. и извлеченной из КТС1 в 2018 г., отличается в 90 раз, т.е. частицы оксида железа остались внутри КТС1. Кроме того, после тщательной откачки (до давления $10^{-2} mbar$) паров теплоносителя

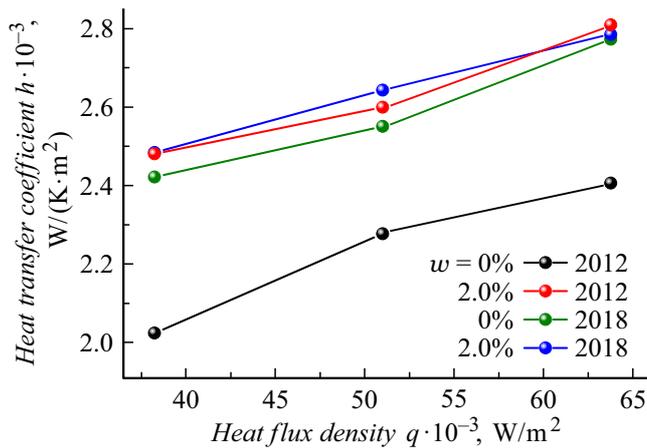


Рис. 8. Деградация (старение) наножидкости с течением времени; $w = 2\%$ — массовая концентрация наночастиц (КТС1).

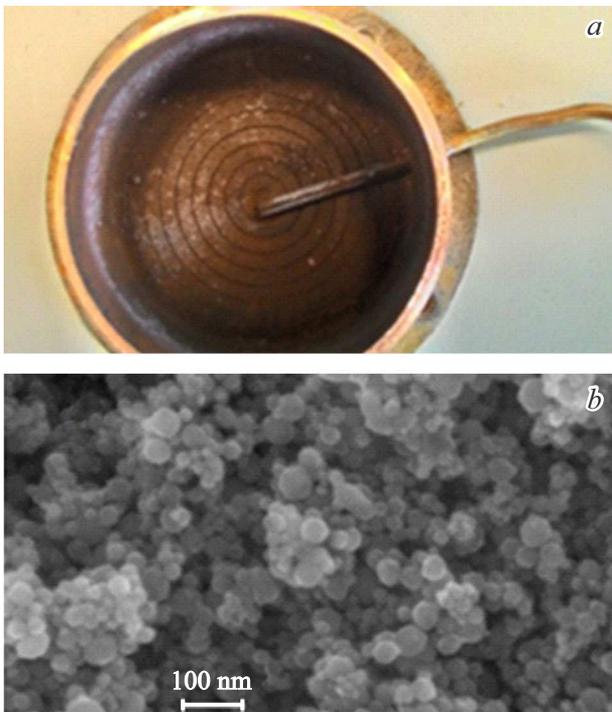


Рис. 9. Возможное объяснение увеличения теплопередачи: *a* — поверхность парообразования в испарителе КТС1; *b* — распределение наночастиц на поверхности парообразования в испарителе КТС1 (сканирующая электронная микроскопия (SEM), масштаб 100 nm).

(с его нагревом), КТС1 снова заполнили чистой дистиллированной водой и провели повторные измерения коэффициента теплоотдачи. Эти результаты показаны на рис. 8 ($w = 0\%$ (2018)). Можно видеть, что эти результаты соответствуют ранее полученным данным для наножидкости $\text{Fe}_x\text{O}_y/(2\% \text{ вода})$. Таким образом, эти эксперименты указывают на осаждение наночастиц на испарительной поверхности испарителя.

С этой целью испаритель был разрезан, чтобы визуализировать эту поверхность и затем проанализировать ее с помощью сканирующей электронной микроскопии (SEM). Результаты этого анализа показаны на рис. 9. Как видно, частицы оксида железа оседали на поверхности испарения (коричневатый цвет (в онлайн версии) на рис. 9, *a*), а затем агломерировались (рис. 9, *b*).

Таким образом, на поверхности испарения образовался микро-/нанорельеф, что, по-видимому, создало условия для увеличения теплоотдачи с этой поверхности и увеличения коэффициента теплопередачи [14].

Проведенные выше исследования КТС были направлены на его применение для охлаждения светодиодных модулей и преследовали цель сделать систему охлаждения более плоской, т.е. уменьшить расстояние между источником тепла (испарителем) и стоком тепла (конденсатором). В качестве стока тепла в условиях естественной конвекции использовался радиатор (кроме алюминиевого радиатора, был апробирован радиатор из теплорассеивающей пластмассы) [14]. Это обстоятельство ограничивало максимальный теплоперенос.

В дальнейшем был изготовлен и испытан КТС2 с высокой плотностью теплового потока в транспортной зоне (до 6 kW/cm^2), что обеспечивалось малыми внутренними диаметрами парового и жидкостного канала $2 \times 0.5 \text{ mm}$ (рис. 1) с целью реализовать транспорт тепла подобно транспорту электричества. Кроме того, трубки малого сечения улучшают компоновку теплопередающей системы в реальных устройствах термо-



Рис. 10. Основные теплоносители КТС2: вода (слева) и вода + $2\% \text{ Cu}_x\text{O}_y$ (справа) после трех месяцев хранения.

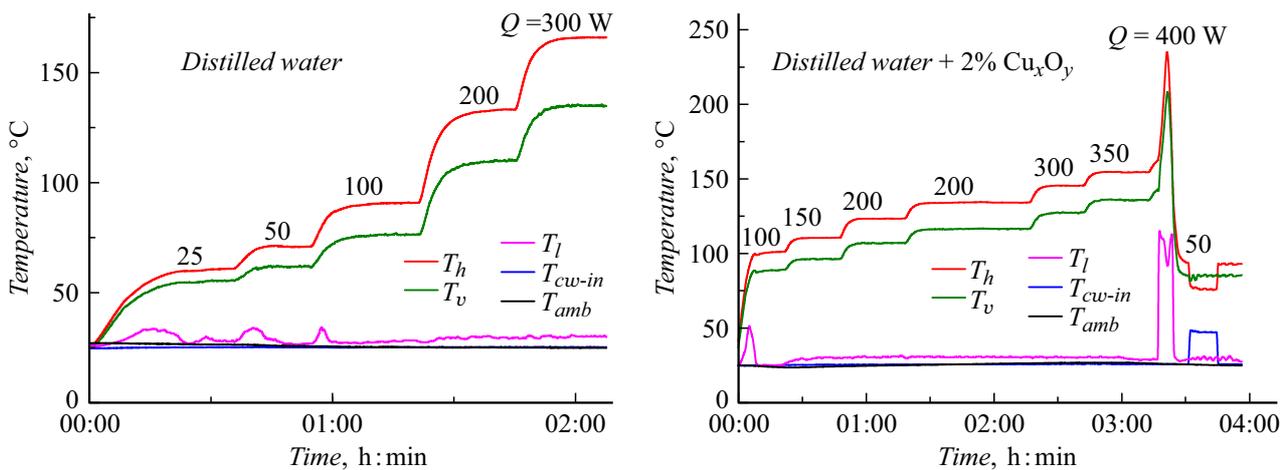


Рис. 11. Основные температуры КТС2 с дистиллированной водой (слева) и наножидкостью (справа) при различных тепловых нагрузках Q .

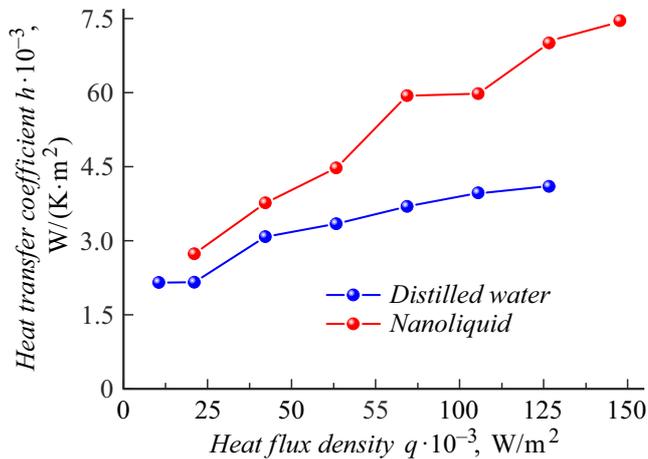


Рис. 12. Зависимость коэффициента теплоотдачи h от плотности теплового потока q в испарителе КТС2 с дистиллированной водой и наножидкостью.

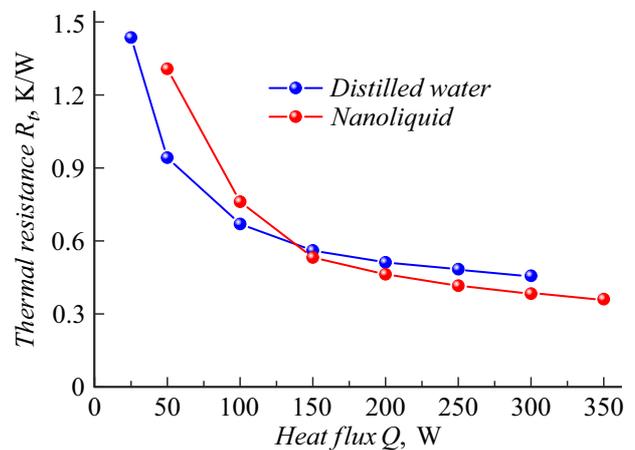


Рис. 13. Зависимость термического сопротивления R_t от теплового потока Q в испарителе КТС2 с дистиллированной водой и наножидкостью.

регулирования. Для улучшения условий стока тепла использовался водоохлаждаемый конденсатор. В качестве теплоносителя использовались дистиллированная, деионизированная вода и наножидкость — та же вода с 2 mass % наночастиц оксида меди (Cu_xO_y). Объем заправки составлял 38.5 ml (55% от полного внутреннего объема КТС2 или 80% от внутреннего объема испарителя), что соответствовало толщине слоя жидкости в испарителе (при отсутствии тепловой нагрузки) около 16 mm. На рис. 10 представлены указанные теплоносители для КТС2 после трех месяцев их хранения, где визуально не видно изменений в цветности за этот срок, что свидетельствует об отсутствии видимой агломерации и выпадений наночастиц в осадок.

На рис. 11 приведены характерные температуры КТС2 во времени в зависимости от тепловой нагрузки соответственно при прочих равных условиях для ди-

стиллированной воды (слева) и наножидкости (справа). Как видно из представленных данных, максимальный тепловой поток выше, а соответствующие температуры источника тепла ниже для КТС2 с наножидкостью.

На рис. 12 и 13 представлены соответственно зависимости коэффициента теплоотдачи (НТС) h от плотности теплового потока q и термического сопротивления R_t от тепловой нагрузки Q .

Результаты, представленные на рис. 12, свидетельствуют о возрастании НТС при использовании наножидкости (в сравнении с чистой водой) во всем диапазоне изменения плотности теплового потока. При критических значениях плотности теплового потока (ограничения обусловлены гидравлическими сопротивлениями в транспортной зоне в соответствии с приведенной ниже расчетной моделью) это возрастание соответствует увеличению НТС в более чем в 1.5 раза. Что касает-

ся термического сопротивления (рис. 13), изменения здесь неоднозначны. При малых тепловых нагрузках (до 130 W) термическое сопротивление КТС2 ниже для воды, а для больших тепловых нагрузок (более 150 W) Rt выше для чистой воды в 1.3 раза.

Таким образом, представленные экспериментальные данные для КТС свидетельствуют о преимуществах использования наножидкостей в качестве теплоносителей.

2.2. О расчетной модели максимальной тепловой нагрузки КТС

Расчет гидродинамического предела основан на необходимости движущей силы в рабочем состоянии КТС, вызывающей циркуляцию рабочей жидкости от испарителя к конденсатору и обратно для замыкания испарительно-конденсационного цикла в нем. Это условие может быть записано в виде неравенства

$$\Delta P_g = \beta(\rho_l - \rho_v)gH \geq \Delta P_v + \Delta P_l, \quad (5)$$

где ρ_l — плотность жидкой фазы; ρ_v — плотность паровой фазы; H — гидростатический напор столба жидкости над испарителем (поверхностью жидкости в нем), который фактически возвращает жидкость в испаритель; ΔP_v и ΔP_l — гидравлическое сопротивление (перепад давления) в паровой и жидкой фазах соответственно. Типичное значение поправочного коэффициента β для номинальной тепловой нагрузки обычно составляет 0.75. Равенство в формуле (5) означает максимальный теплоперенос при данных условиях.

Используя уравнение Хагена-Пуазейля для ламинарного потока пара и уравнение Фаннинга для турбулентного потока и учитывая формулы для локального и интегрального коэффициентов перепада давления, итоговое уравнение для максимального теплового потока Q будет иметь вид:

$$Q(H) = \begin{cases} \frac{\beta(\rho_l - \rho_v)gH}{(E+D)} & \text{для } Re \leq 2100, \\ \frac{\beta(\rho_l - \rho_v)gH}{(C+D)} & \text{для } Re > 2100, \end{cases} \quad (6)$$

где

$$D = 128 \frac{\eta_l(T_l)}{\rho_l(T_l)} \frac{L_l}{\pi d_l^4} \frac{1}{H_{ev}(T_v)},$$

$$E = 128 \frac{\eta_v(T_v)}{\rho_v(T_v)} \frac{L_v}{\pi d_v^4} \frac{1}{H_{ev}(T_v)},$$

$$C = 0.6328 Re^{0.75} \frac{\eta_v(T_v)}{\rho_v(T_v)} \frac{L_v}{\pi d_v^4} \frac{1}{H_{ev}(T_v)},$$

$$Re = \frac{4Q(H)}{\pi d_v \eta_v(T_v) H_{ev}(T_v)}.$$

Приведенное выше уравнение включает физические свойства жидкой и паровой фаз как функции температуры (вязкость, плотность, удельную теплоту парообразования), а также геометрические и конструктивные параметры КТС. Следовательно, зная перечисленные свойства, можно получить функциональную зависимость Q

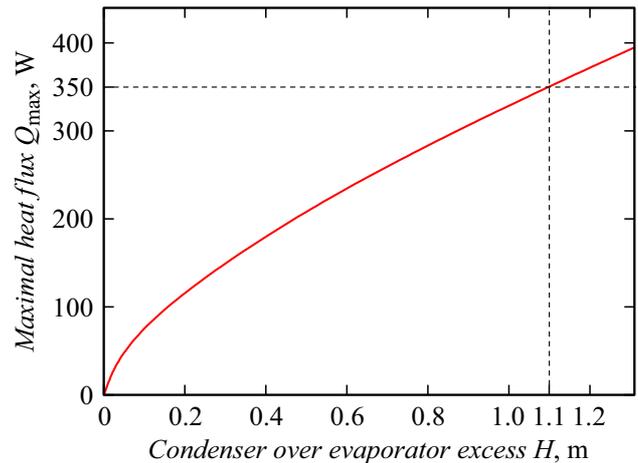


Рис. 14. Зависимость максимального теплового потока Q_{max} от расстояния H , на которое расположение конденсатора по высоте превышает испаритель в КТС2.

от H для ламинарного и турбулентного течений соответственно.

На рис. 14 представлена функция $Q(H)$ для чистой воды при температуре пара и жидкости по экспериментальным данным (рис. 11) и следующих параметрах контура: эквивалентная длина и диаметр паропровода $L_v = 1100$ mm, $d_v = 2$ mm, эквивалентная длина и диаметр жидкостной магистрали $L_l = 900$ mm и $d_l = 2$ mm.

Как видно из рисунка, выбранная модель адекватно описывает гидродинамический предел в контурном термосифоне ($Q = 350$ W при $H = 1.1$ m) даже несмотря на то, что модель не учитывает процесс кипения, и не учитывает некоторые детали механизмов теплопередачи, которые происходят на границах раздела фаз жидкость–пар.

2.3. Традиционный термосифон с наножидкостями

Методика эксперимента предполагала получение данных о производительности термосифона в виде зависимости между контрольными температурами и тепловой нагрузкой Q . Температуры были измерены в точках А–G, указанных на рис. 3. Для каждой тепловой нагрузки Q измерения проводились до и после перехода системы в установившийся режим. На рис. 15 показано основное влияние на коэффициент теплоотдачи (НТС) h для различных массовых концентраций ($w = 0$ и 1%) наночастиц (наножидкость оксид меди/вода) и различных давлений: для открытого термосифона („open“) (давление $P = 1$ bar) и для закрытого („close“) термосифона ($P = P(T_v)$).

Установлено, что влияние объема заправки незначительно. Однако минимальная температура соответствовала объему заправки 50 ml, что соответствовало толщине слоя жидкости в зоне подвода тепла испарителя

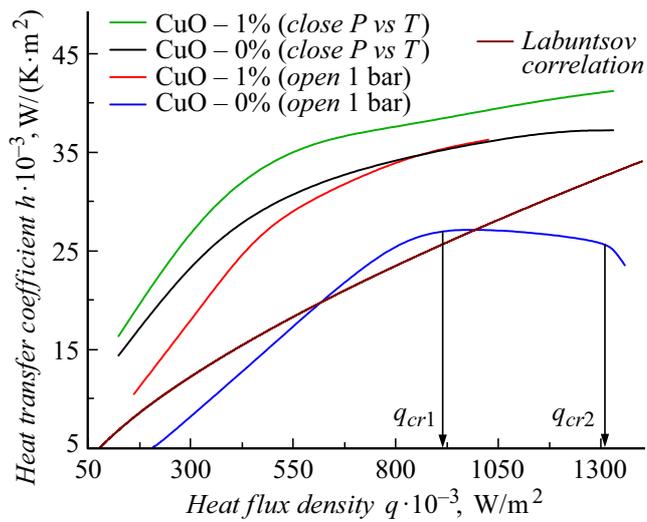


Рис. 15. Влияние наножидкости на коэффициент теплопередачи h при различных массовых концентрациях w наночастиц.

ТТС (в отсутствии тепловой нагрузки) около 20 mm, и дальнейшие измерения проводились при этом объеме заправки. При этом толщина слоя жидкости (по визу-

альным наблюдениям) варьировалась от 20 до 8 mm в зависимости от величины тепловой нагрузки.

Чтобы определить влияние наножидкости на процесс, происходящий в термосифоне, был рассчитан коэффициент теплоотдачи (НТС) при парообразовании с использованием уравнения (3), где Q — тепловая нагрузка; S_h — площадь поверхности подводимого тепла $3.14 \cdot 10^{-4}$ m²; а T_{ev} и T_v — значения температуры нагревателя и пара в точках E и D (см. рис. 3) соответственно. Определение критического теплового потока фиксировалось по уменьшению НТС в зависимости $h = f(q)$.

Экспериментальные результаты, показанные на рис. 15, демонстрируют влияние массовых концентраций на повышение температуры испарения наножидкости ($w = 0, 1.0$ weight%), что указывает на существенное увеличение коэффициента теплопередачи. При концентрации $w = 1.0\%$ увеличение составляет 20–25%. Кроме того, величина СНФ значительно возросла (на 30%) по сравнению с чистой водой. Это свидетельствует об эффективности использования наножидкостей в традиционных термосифонах.

Кривая рассчитанного по формуле (4) НТС также приведена на рис. 15. Из-за сложности теплопередачи в термосифоне трудно найти прогнозирующие корре-

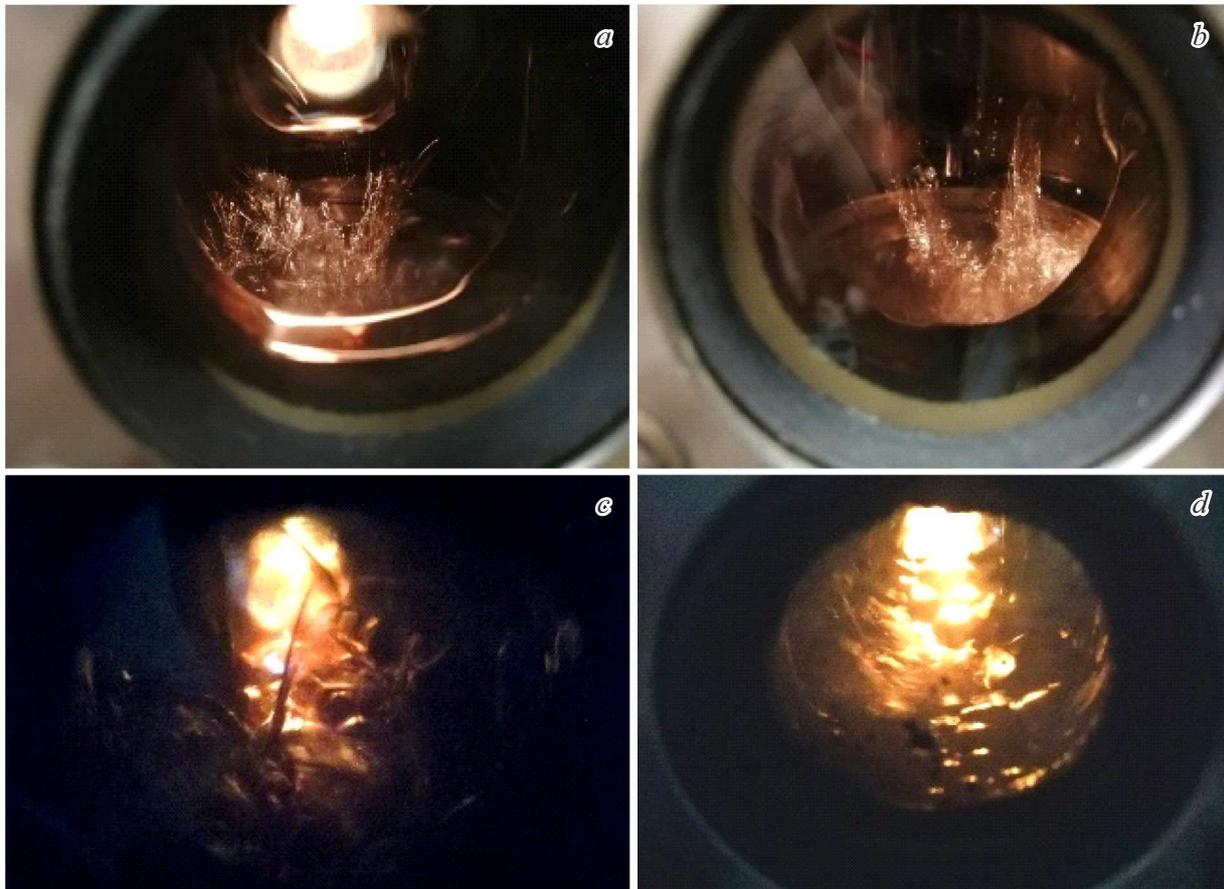


Рис. 16. Визуализация процесса кипения чистой воды (a, b) и наножидкости (вода/оксид меди) с массовой концентрацией $w = 1\%$ (c, d) при низком (a, c) и критическом (b, d) тепловом потоке в замкнутой системе.

ляции для точного расчета его НТС [24], поэтому для расчета НТС при кипении чистой воды в большом объеме использовалась хорошо известная эмпирическая корреляция, предложенная Лабунцовым [22].

Как показано на рис. 15, расчетные и экспериментальные значения хорошо согласуются при тепловом потоке (менее CHF), но при значениях выше уровня CHF наблюдаются значительные различия; впоследствии отклонение постепенно увеличивается. В ходе исследования термосифона была проведена подробная фото- и видеозапись процесса кипения. Эти результаты показаны на рис. 16.

С помощью визуализации процесса кипения можно сделать вывод о разнице между механизмом кипения чистой воды и наножидкости в традиционном термосифоне. В случае с чистой водой при кипении появляется гейзероподобное образование. В случае наножидкости наблюдалось пенное состояние. Объяснение этому визуальному явлению на наш взгляд следующее. При фазовых превращениях идет процесс как бы самоочищения жидкости от примесей, а сами примеси выносятся в тонкопленочную часть мениска (который из-за шероховатости поверхности парообразования всегда есть). Об этом также свидетельствуют результаты наших ранних экспериментов [25].

Точно так же, по всей видимости, в динамике происходит формирование неустойчивости Рэлея-Тейлора, вызванной температурной и гравитационной конвекцией в дисперсных системах. Мы полагаем, что на поверхности парообразования в динамике происходит сложный процесс формирования этой поверхности, обусловленный тем, что из-за неоднородности наночастиц по размерам крупные частицы оседают и агломерируются на поверхности, а более мелкие формируют неустойчивые конвективные ячейки вблизи нее, что и приводит к интенсификации теплообмена. В статике (в отсутствии интенсивного парообразования) мы видим результат этого сложного процесса, представленный на рис. 9.

Представляет интерес сравнение коэффициента теплоотдачи при кипении в большом объеме для чистой воды на технически гладкой и пористой поверхности, а также при кипении наножидкости. Эти эксперименты были поставлены на установке (рис. 3) с ячейкой (рис. 4) последовательно сначала для чистой воды, затем для чистой воды с различными пористыми поверхностями с контролируемым поджатием к греющей поверхности: 3 слоя сетки толщиной 0.5 mm с эквивалентным диаметром пор $40\ \mu\text{m}$; пористый титан (толщиной 1 mm) с эквивалентным диаметром пор $8\ \mu\text{m}$ и, наконец, в финале — с наножидкостью. Величина заправки теплоносителем была одинакова и составляла 50 ml. Эти данные приведены на рис. 17.

Как видно из рисунка, при плотности тепловых потоков до $500\ \text{kW/m}^2$ величина НТС у наножидкости выше, чем у чистой воды, но ниже, чем у пористых материалов. Однако с ростом плотности теплового потока величина

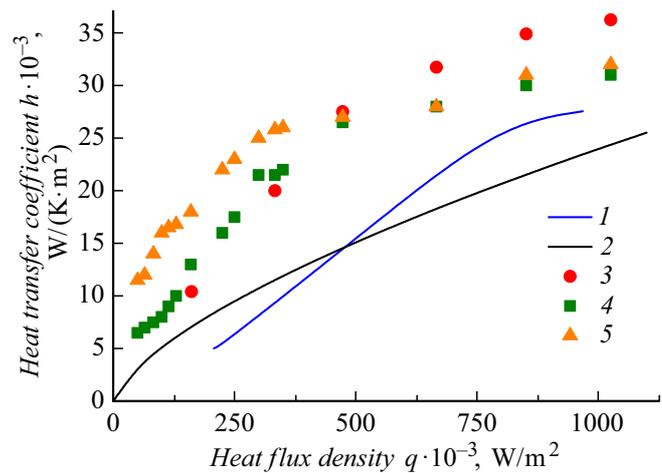


Рис. 17. Сравнение коэффициентов теплоотдачи (НТС) и критического теплового потока (CHF) (максимальные значения НТС) для традиционного термосифона в условиях, близких к кипению в большом объеме: 1 — чистая вода; 2 — корреляция Розенау [23]; 3 — наножидкость (вода + 1% Cu_xO_y); 4 — три слоя сетки (толщиной 0.5 mm) с эквивалентным диаметром пор $40\ \mu\text{m}$; 5 — пористый титан (толщиной 1 mm) с эквивалентным диаметром пор $8\ \mu\text{m}$.

НТС у наножидкости становится самой высокой. Возрастает при этом и величина CHF: по сравнению с чистой водой — на 30%.

Заключение

В настоящей работе выполнено исследование характеристик теплопередачи контурного и традиционных термосифонов с использованием наножидкости Fe_xO_y /вода и Cu_xO_y /вода в качестве теплоносителей.

Основные результаты выполненного исследования.

1. Предложены, протестированы и доказали свою эффективность для охлаждения светодиодов новые устройства терморегулирования, в частности, КТС с наножидкостным теплоносителем.
2. Разработана методика получения наножидкостей Fe_xO_y /вода и Cu_xO_y /вода с использованием нанопорошков, полученных лазерным распылением мишени.
3. Проведено экспериментальное исследование влияния наночастиц на работу КТС. Полученные результаты указывают на то, что наножидкости являются перспективными в качестве теплоносителя в двухфазных системах, эффективно повышая коэффициент теплопередачи до 25–50%. Массовая концентрация наночастиц увеличивает коэффициент теплопередачи и, следовательно, снижает тепловое сопротивление КТС по сравнению с чистой водой.
4. Выполнено экспериментальное исследование влияния наночастиц на работу традиционного термосифона. Показано, что наножидкости являются перспективными в качестве рабочей жидкости в двухфазных системах,

эффективно повышая коэффициент теплопередачи до 20–25%. Кроме того, величина CHF значительно возросла (на 30%) по сравнению с чистой водой, что свидетельствует об эффективности использования наножидкостей в традиционных термосифонах.

5. Визуализация процесса кипения выявила разницу между механизмом кипения чистой воды и наножидкости в традиционном термосифоне. В частности, кипение чистой воды выглядит гейзероподобно, в то время как кипящая наножидкость представляет собой пенистую субстанцию. Видимо, в динамике происходит формирование неустойчивости Рэлея-Тейлора, вызванной температурной и гравитационной конвекцией в дисперсных системах. На поверхности парообразования в динамике происходит сложный процесс формирования этой поверхности, обусловленный тем, что из-за неоднородности наночастиц по размерам крупные частицы оседают и агломерируются на поверхности, а более мелкие формируют неустойчивые конвективные ячейки вблизи нее, что и приводит к интенсификации теплообмена.

6. Исследование стабильности наножидкости показало, что наночастицы имеют тенденцию к агломерации и осаждению на поверхности испарения с течением времени, образуя на поверхности в динамике пульсирующий нанорельеф, который улучшает тепло-/массообмен при зародышевом кипении по сравнению с технически гладкой поверхностью.

Финансирование работы

Выражаем благодарность за поддержку со стороны Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках Государственного задания для высших учебных заведений (исследовательский проект № FEUZ-2023-0022).

Конфликт интересов

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

Обозначения

T — температура, [K]; w — весовая концентрация, [%]; g — ускорение свободного падения, [m/s^2]; P — давление, [Pa]; L — длина, [m]; Q — тепловой поток, [W]; S — площадь, поперечное сечение, [m^2]; H — высота, превышение, [m]; Re — число Рейнольдса; q — плотность теплового потока, [W/m^2]; d — диаметр, [m]; k — коэффициент теплопроводности, [$\text{W}/(\text{K}\cdot\text{m})$]; h — коэффициент теплоотдачи, [$\text{W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2)$]; H_{ev} — удельная теплота парообразования, [J/kg]; V_i — объем заправки теплоносителем, [ml]; T_s — температура насыщения; \dot{m} — массовый расход, [kg/s].

Греческие символы

$\beta \leq 1$ — коррелирующий фактор использования гидростатического потенциала; δ — толщина, [m]; η —

динамическая вязкость, [Pa·s]; ρ — плотность, [kg/m^3]; σ — коэффициент поверхностного натяжения, [N/m].

Индексы

КТС — контурный термосифон (Loop Termosyphon), ТТС — традиционный термосифон, amb — окружающая среда, cw — охлаждающая вода, ev — испаритель, g — гидростатический, in — ввод, out — вывод, l — жидкость, v — пар, h — нагреватель.

Список литературы

- [1] S.U. Choi, J.A. Eastman. *Enhancing Thermal Conductivity of Fluids With Nanoparticles* (No. ANL/MSD/CP-84938; CONF-951135-29). Argonne National Lab.(ANL), Argonne, IL (USA, 1995)
- [2] S.K. Das, N. Putra, P. Thiesen, W. Roetzel. *J. Heat Transfer*, **125** (4), 567 (2003).
- [3] J.A. Eastman, S.U.S. Choi, S. Li, W. Yu, L.J. Thompson. *Appl. Phys. Lett.*, **78** (6), 718 (2001).
- [4] D. Wen, Y. Ding. *Intern. J. Heat and Mass Transfer*, **47** (24), 5181 (2004).
- [5] Y. Xuan, Q. Li. *Intern. J. Heat and Fluid Flow*, **21** (1), 58 (2000).
- [6] A. Asadi, F. Pourfattah, I.M. Szilágyi, M. Afrand, G. Żyła, H.S. Ahn, O. Mahian. *Ultrasonics Sonochemistry*, **58**, 104701 (2019).
- [7] S.K. Das, N. Putra, W. Roetzel. *International J. Heat and Mass Transfer*, **46** (5), 851 (2003).
- [8] S. Khandekar, Y.M. Joshi, B. Mehta. *Intern. J. Thermal Sci.*, **47** (6), 659 (2008).
- [9] Y.H. Lin, S.W. Kang, H.L. Chen. *Appl. Thermal Eng.*, **28** (11–12), 1312 (2008).
- [10] S.W. Kang, W.C. Wei, S.H. Tsai, C.C. Huang. *Appl. Thermal Eng.*, **29** (5–6), 973 (2009).
- [11] K.H. Do, S.P. Jang. *Intern. J. Heat and Mass Transfer*, **53** (9–10), 2183 (2010).
- [12] Z.H. Liu, X.F. Yang, G.L. Guo. *Intern. J. Heat and Mass Transfer*, **53** (9–10), 1914 (2010).
- [13] G. Huminic, A. Huminic, I. Morjan, F. Dumitrache. *Intern. J. Heat and Mass Transfer*, **54** (1–3), 656 (2011).
- [14] V. Kiseev, O. Sazhin. *Intern. J. Heat and Mass Transfer*, **132**, 557 (2019).
- [15] A. Kamyar, K.S. Ong, R. Saidur. *Intern. J. Heat and Mass Transfer*, **65**, 610 (2013).
- [16] H. Shabgard, B. Xiao. *Intern. J. Heat and Mass Transfer*, **70**, 91 (2014).
- [17] K. Cagua, R. Buitrago-Sierra, E. Pabon, A. Gallego, C. Zapata, B. Herrera. *Intern. J. Thermal Sci.*, **153**, 106347 (2020).
- [18] L.A. Shuoman, M. Abdelaziz, S. Abdel-Samad. *Heat and Mass Transfer*, **57**, 1275 (2021).
- [19] D.Y. Aydın, E. Çiftçi, M. Gürü, A. Sözen. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects*, **43** (12), 1524 (2020).
- [20] V.B.J.A.G. Bhuibhar, P.P. Pande. *Intern. J. Eng. Sci. Res. Technol.*, **7** (3), 51 (2018).
- [21] H. Ghorabae, M.R.S. Emami, N. Karimi, F. Moosakazemi. *Powder Technol.*, **394**, 250 (2021).
- [22] Д.А. Лабунцов. *Теплоэнергетика*, **9**, 14 (1972). [D.A. Labuntsov. *Thermal Engng.*, **19**, 21 (1972).]

- [23] W.M. Rohsenow. *J. Fluids Eng.*, **74** (6), 969 (1952).
- [24] A. Sathyabhama, R.N. Hegde. *Thermal Sci.*, **14** (2), 353 (2010).
- [25] A.G. Belonogov, V.M. Kiseev. *AIChE Symposium Ser.*, **91** (306), 333 (1995).